

PROYECTO FINAL DE CARRERA

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE RUIDO GENERADO POR FRICCIÓN.

AUTOR

Alejandro Luis Calvete

DIRECTORES

Francisco Javier Martínez Gómez - Ignacio Ainsa Claver

ESPECIALIDAD

Mecánica

CONVOCATORIA

Septiembre 2010



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA



ÍNDICE

Capítulo 1. Objeto.....	4
 Capítulo 2. Introducción.....	6
2.1. General.....	7
2.2. Introducción a la acústica.....	8
2.3. Introducción a las vibraciones.....	20
2.4. Mecanismos de generación de ruido por fricción.....	31
2.5. Métodos evaluación acústica.....	33
 Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de Squeak and Rattle (BER.S&R).....	40
3.1. Diseño del banco de ensayos.....	41
3.2. Caracterización de prestaciones del banco de ensayos.....	49
 Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruido por fricción.....	59
4.1. Comparación de analizadores.....	60
4.2. Parámetros para evaluar el ruido de fricción en distintos materiales.....	68
 Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido por fricción generado en contactos de distintos materiales.....	77
5.1. Objetivo de los ensayos.....	78
5.2. Condiciones de ensayo.....	78
5.3. Resultados de las pruebas.....	79
5.4. Resumen de resultados y conclusiones.....	94

Índice.

Capítulo 6. Conclusiones del proyecto.....	95
6.1. Conclusiones generales del proyecto.....	96
6.2. Líneas futuras.....	98
6.3. Conclusiones personales del proyecto y agradecimientos.....	98
 Capítulo 7. Glosario.....	 99
 Capítulo 8. Bibliografía.....	 102

Capítulo 1:

OBJETO



Capítulo 1. Objeto.

El presente proyecto lleva por título “EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE RUIDO GENERADO POR FRICCIÓN”. Ha sido llevado a cabo en el Instituto Tecnológico de Aragón, en el Laboratorio de Seguridad Funcional y NVH.

El objetivo principal del proyecto consiste en diseñar un banco de pruebas experimental para evaluar ruidos generados por fricción en materiales y elaborar un procedimiento de uso del mismo. Con el banco fabricado se verifica su funcionamiento realizando un plan experimental de ensayos en distintos materiales y se analizan las variables psicoacústicas.

A continuación se detallan los grupos de tareas realizadas:

1. Adquisición de conocimientos básicos de ruido, vibraciones y fricción.
 - Introducción a la acústica y a las vibraciones.
 - Búsqueda y análisis de normas y artículos científicos relacionados con ruido generado por fricción.
2. Diseño del banco de ensayos.
 - Diseño de los utillajes necesarios para conformar un banco utilizando un excitador de vibraciones, una cámara anecoica de ruido y dos equipos de adquisición y análisis de ruido.
3. Puesta en marcha del banco y desarrollo de sus métodos experimentales.
 - Aprendizaje del uso de la instrumentación necesaria a aplicar en medidas de vibraciones y ruido.
 - Caracterización acústica y vibratoria del banco.
 - Desarrollo de la metodología para la detección y evaluación de los ruidos de fricción y golpeteo.
 - Creación de los procedimientos de ensayo correspondientes.
4. Plan experimental de ensayos de materiales.
 - Ensayos con cuatro tribopares para evaluar el ruido por fricción en distintas condiciones de movimiento oscilatorio y fuerza normal.
5. Análisis de las variables psicoacústicas y conclusiones.

Capítulo 2:

INTRODUCCIÓN



CAPÍTULO 2. Introducción.

2.1 General.

Uno de los ruidos generados por fricción y golpeteo que presenta mayor interés en vehículos de transporte de pasajeros es el denominado **Squeak & Rattle (S&R)**. Es un ruido que aparece en componentes “pasivos” desde el punto de vista vibroacústico y que depende de otros elementos que generen el movimiento relativo. El sector origen de su estudio es la automoción, aunque está presente en cualquier tipo de sistema mecánico multicomponente sometido a vibración. Otros sectores donde resulta interesante su estudio son el aeroespacial, el ferrocarril y los ascensores.

El S&R provoca molestias en los usuarios y perjudica la percepción de calidad de los productos. En todos los sectores anteriormente mencionados se busca maximizar el confort acústico de sus habitáculos para que los usuarios de las mismas se sientan cómodos y valoren positivamente el producto. Como resultado de ello, la mejora del confort acústico implica un aumento del valor añadido.

El “squeak” (o chirrido) es un ruido causado por un movimiento tangencial entre superficies en contacto.

El “rattle” (o golpeteo) es un ruido causado por un movimiento perpendicular entre superficies en contacto o próximas. Está asociado a los impactos producidos entre las piezas.

Las causas que producen el S&R proceden de las deficiencias estructurales, de la incompatibilidad de los pares de contacto o del inadecuado control geométrico.

En general, para obtener una estructura que no tienda a generar S&R ha de aumentar su rigidez. Ahora bien, diseñar demasiado rígido puede significar aumentar de coste y peso. Las cargas dinámicas también afectan si son muy elevadas. Por otro lado se debe evitar la excitación en los modos de vibración de la estructura.

Se ha de prestar especial atención en el diseño de tolerancias y el montaje de las piezas. Pequeños errores en las tolerancias pueden causar S&R. Los materiales pueden sufrir desgaste o degradación con el uso. Se debe considerar si ese desgaste puede llegar a causar S&R.

2.2 Introducción a la acústica.

El origen del ruido es la vibración de las superficies en contacto con el aire, que generan ondas de presión sonora. La compresión se transmite a la masa de aire circundante y se propaga hacia los alrededores de la superficie vibrante. El campo acústico viene determinado por la presión fluctuante en diversos puntos debida a la propagación de la onda. Al analizar esta variación de presión en el dominio del tiempo y la frecuencia se obtiene información sobre las características del ruido estudiado.

El ruido es un sonido no deseado o molesto que provoca sensaciones desagradables. Se considera como un elemento contaminante. Necesita poca energía para ser emitido. Se percibe sólo por el sentido del oído y actúa en un radio de acción localizado sin dejar residuos. Sin embargo la exposición prolongada a ruido puede provocar malestar, estrés, pérdida de atención, trastornos psicológicos, afecciones cardiovasculares.

2.2.1 El decibelio.

La magnitud que se utiliza para cuantificar ruido es la presión sonora. Se define como la variación de la presión atmosférica en un punto respecto a su valor de equilibrio, producida como consecuencia de una onda sonora que se propaga a través del aire. Se expresa en pascles ($\text{Pa} = \text{N/m}^2$).

El oído humano puede percibir sonidos desde $20 \mu\text{Pa}$ hasta 20 Pa . Se utilizan escalas logarítmicas en acústica debido al amplio rango de amplitud y frecuencia de los sonidos que el oído humano puede percibir. Además, el oído responde a los cambios de una forma no lineal, reacciona a un cambio logarítmico de nivel en toda la escala de audición. Por estos motivos se recurre al decibelio (dB).

El decibelio es la relación entre una cantidad medida y un nivel de referencia acordado. Se utiliza el umbral auditivo ($20 \mu\text{Pa}$) como nivel de referencia, es decir, 0 dB. El umbral del dolor se sitúa alrededor de 130 dB. Resulta común hablar de medidas de ruido cuando en realidad se están realizando medidas de nivel de presión sonora.

Para pasar de pascles a decibelios se utiliza la siguiente expresión:

$n \text{ dB} = 20 \log (P/P_0)$, donde P_0 es el umbral de audición $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$.

Capítulo 2. Introducción.

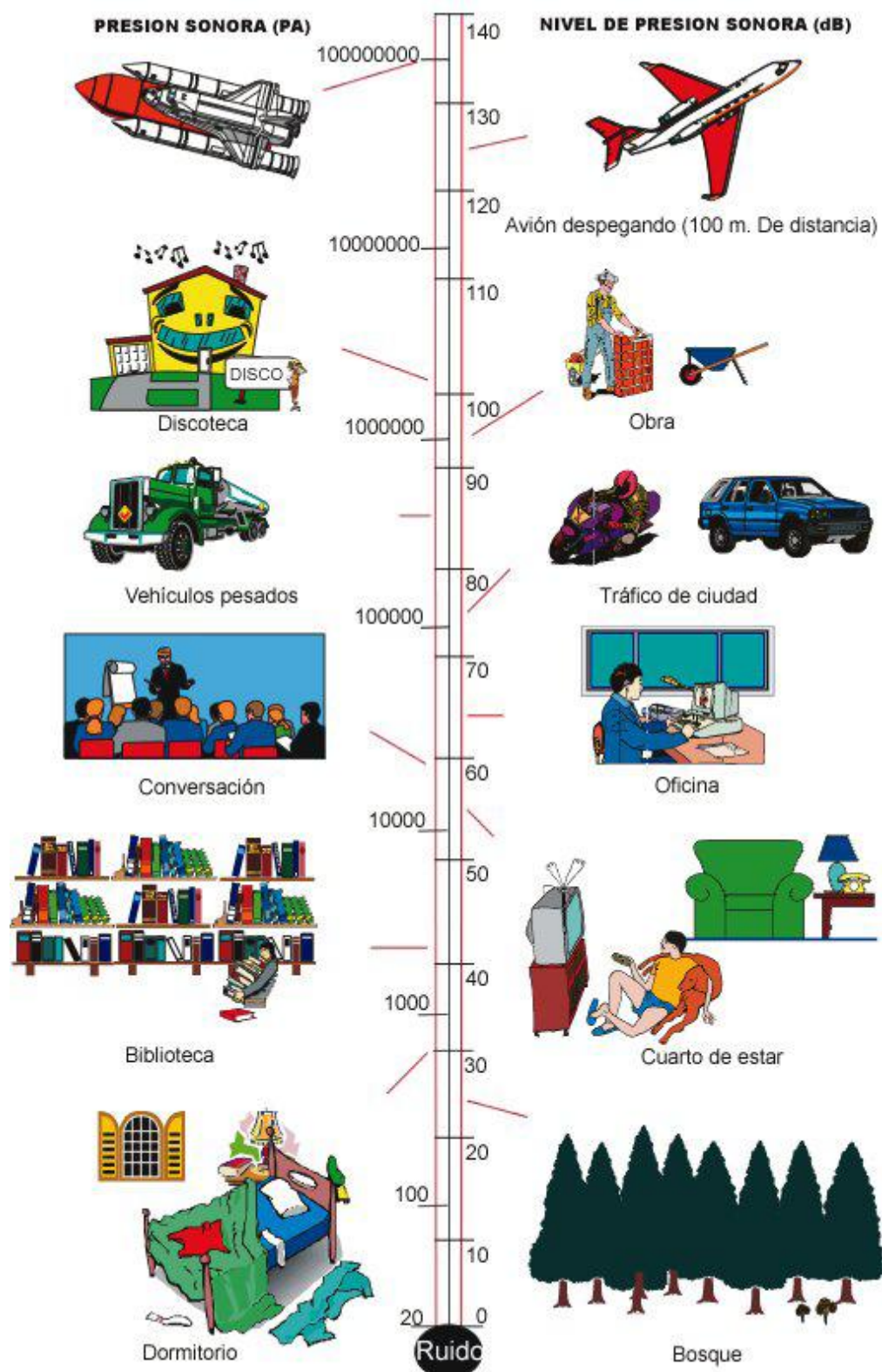


Figura 2.1. Ejemplos de ruidos habituales sobre escala de niveles sonoros.

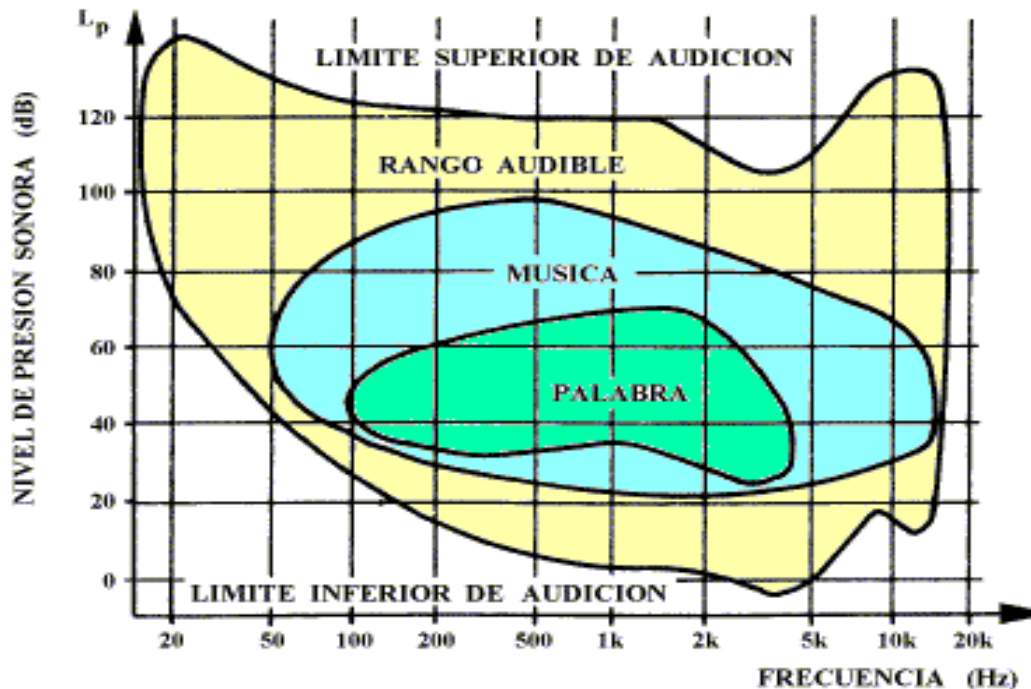


Figura 2.2. Curvas de Wegel. Descripción de las zonas de audición en función del nivel de presión sonora y la frecuencia.

En la figura 2.2 se observa que la energía sonora necesaria para el comienzo de la sensación es mayor en los extremos del rango de frecuencias audibles, a partir de los cuales aún aumentando mucho la potencia no se alcanza audición.

El área de sensación auditiva limita, a niveles de presión sonora bajos, con el umbral de la audición, y a niveles muy altos, con el umbral de malestar, sensación de dolor. Los límites de frecuencia no están bien definidos y presentan variabilidad en función del individuo. Aproximadamente se encuentran entre 20 y 20.000 Hz.

2.2.2 Las escalas de ponderación.

Una escala de ponderación es un sistema de corrección de los niveles de presión sonora por frecuencias mediante unos factores que tratan de obtener una mayor semejanza de lo que percibe el oído humano.

El oído no es igualmente sensible para todas las frecuencias. Por esta razón, aunque el nivel de presión acústica de dos sonidos pueda ser el mismo, pueden percibirse como de distinto nivel si uno de ellos presenta una mayor energía en las frecuencias en que el oído es más sensible.

Capítulo 2. Introducción.

Existen varias escalas de ponderación que se especifican en la norma S1.4 de ASA (Acoustical Society of America), y han sido internacionalmente aceptadas a través de la ISO (International Organization for Standardization).

:

- Escala de ponderación A: planteada para sonidos de bajo nivel. Se usa en la mayoría de casos.
- Escala de ponderación B: planteada para sonidos de nivel medio.
- Escala de ponderación C: planteada para sonidos de nivel alto.
- Escala de ponderación D: únicamente para el ruido de aviones a reacción.

La escala de ponderación A es la más frecuentemente utilizada. Está internacionalmente reconocida y se ajusta su curva de ponderación a la respuesta del oído humano con precisión razonable para medidas de ruido de propósito general. Los valores de nivel acústico medidos con esta escala se conocen como decibelios A (dB(A)).

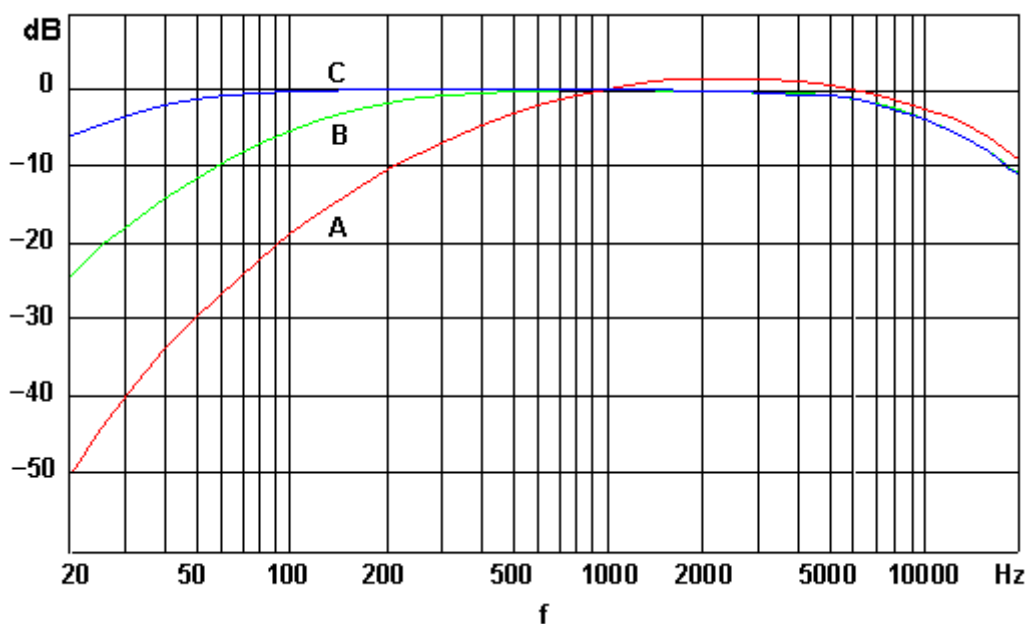


Figura 2.3. Escalas de ponderación A, B y C. Valores de corrección (dB) en función de la frecuencia.

2.2.3 Combinación de niveles de ruido.

Cuando se estudia un problema de ruido generalmente ocurre que este no proviene de una fuente única, ya que en general el ruido es generado por un conjunto de elementos que emiten ruidos que se superponen en el tiempo y en

Capítulo 2. Introducción.

el espacio. Un sistema logarítmico como el de los decibelios no permite la suma algebraica de niveles, por tanto se debe conocer en qué forma contribuye cada uno de los niveles al resultado global.

Suma de niveles sonoros.

Si se miden por separado los niveles sonoros de dos o más fuentes de sonido y se quiere calcular el nivel de presión sonora combinado de estas fuentes, se han de sumar los correspondientes niveles sonoros. Existen dos métodos para ello: el analítico y el gráfico.

- El método analítico consiste en sumar decibelios convirtiendo cada valor logarítmico en su correspondiente valor lineal, sumar los valores lineales y volver a convertir el resultado en logarítmico. Se utiliza la siguiente ecuación:

$$\text{Suma [dB1+dB2]} = 10 \log (10^{(\text{dB1}/10)} + 10^{(\text{dB2}/10)})$$

dB1 y dB2: Nivel de presión sonora del ruido en dB.

La suma entre dos valores nunca puede ser mayor de 3 dB más que el mayor de los dos. Si la diferencia entre los dos valores a sumar es mayor a 10 dB la suma resulta menos de 0.5 dB sobre el valor del mayor de los dos y en ocasiones se puede despreciar.

- El método para sumar decibelios gráficamente se describe a continuación.

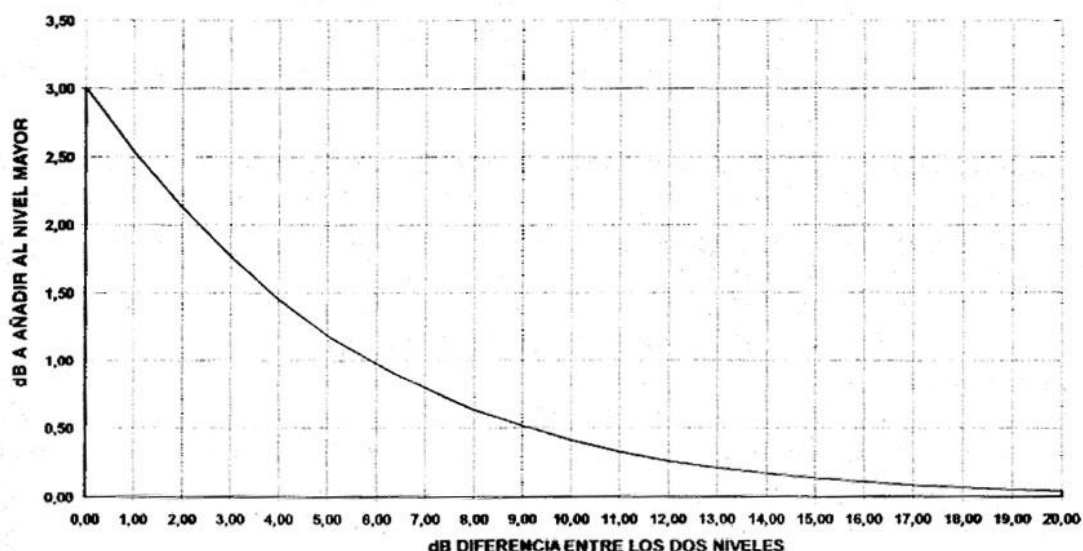


Figura 2.4. Gráfico para sumar o restar dos niveles sonoros en decibelios.

Capítulo 2. Introducción.

Los pasos a realizar son los siguientes:

- 1- Ordenar de menor a mayor los niveles de ruido.
- 2- Restar del primero el segundo y llevar la diferencia obtenida al eje horizontal del gráfico. Trasládase hasta la intersección con la curva y en el vertical se obtienen los dB que se han de sumar al mayor de los dos niveles.
- 3- En caso de más de dos fuentes de ruido repetir el proceso.

Resta de niveles sonoros.

La resta de niveles de sonido suele ser utilizada para calcular la influencia del ruido de fondo en el resultado de la medida de ruido. Se puede calcular mediante la siguiente fórmula o gráficamente.

$$\text{Resta [dB1-dB2]} = 10 \log (10^{(\text{dB1}/10)} - 10^{(\text{dB2}/10)})$$

dB1 y dB2: Nivel de presión sonora del ruido en dB.

Gráficamente el proceso es similar al de la suma.

- 1- Ordenar de menor a mayor los niveles de ruido.
- 2- Restar del primero el segundo y llevar la diferencia obtenida al eje horizontal del gráfico. Trasládase hasta la intersección con la curva y en el vertical se obtienen los dB que se han de restar al mayor de los dos niveles.
- 3- En caso de más de dos fuentes de ruido repetir el proceso.

2.2.4 Diferencia entre presión y potencia acústica.

La presión sonora o acústica es producto de la propia propagación del sonido. La energía provocada por las ondas sonoras genera un movimiento ondulatorio de las partículas del aire, provocando la variación alterna en la presión estática del aire (pequeñas variaciones en la presión atmosférica). La razón de estas variaciones de presión atmosférica es que se producen áreas donde se concentran estas partículas y otras áreas quedan menos saturadas. Cuando

Capítulo 2. Introducción.

estas ondas se encuentran en su camino con el oído, la presión que ejercen sobre el mismo no es igual para todo el rango de frecuencias.

La presión acústica queda definida como la diferencia de presión atmosférica, respecto a su valor de equilibrio, producida en un punto como consecuencia de una onda sonora que se propaga a través del aire. Se expresa en pascales ($\text{Pa} = \text{N/m}^2$).

La principal diferencia entre presión atmosférica y presión sonora es que, mientras que la presión atmosférica cambia muy lentamente, la presión sonora, varía muy rápidamente entre valores negativos (menores que la presión atmosférica) y positivos (mayores). El número de veces que se repite un fenómeno por unidad de tiempo es lo que se denomina frecuencia.

Se debe distinguir entre los conceptos de presión acústica y potencia acústica. La confusión viene por el hecho de que la presión sonora es la responsable directa de la amplitud de la onda y la amplitud determinará la cantidad de energía (potencia acústica) que contiene una señal sonora.

La potencia acústica es la cantidad de energía por unidad de tiempo emitida por una fuente determinada en forma de ondas sonoras. Viene determinada por la propia amplitud de la onda, pues cuanto mayor sea la amplitud de la onda, mayor es la cantidad de energía que contiene.

La potencia acústica es un valor intrínseco de la fuente y no depende del local donde se halle, el valor no varía por estar en un local reverberante o en uno anecoico.

La determinación se puede realizar midiendo la presión sonora a una cierta distancia de la fuente. Se expresa en watios, w . Se suele utilizar el nivel de potencia acústica en la escala logarítmica en dB, usando como nivel de referencia $1 \times 10^{-12} \text{ W}$.

$$L_w = 10 \log (W / W_0) \text{ (dB)}$$

donde: W = Potencia sonora (watios, w)

$$W_0 = \text{Potencia sonora de referencia } (10^{-12} \text{ w})$$

La percepción que tiene el hombre de esa potencia acústica es el NPS. Viene dado por el llamado nivel de potencia acústica y la distancia a la fuente.

Capítulo 2. Introducción.

Para obtener los niveles de potencia acústica de una fuente de ruido se pueden seguir los procedimientos normalizados reflejados en la siguiente tabla.

Parámetro	ISO 3745 Grado 1 (Precisión)	ISO 3744 Grado 2 (Ingeniería)	ISO 3746 Grado 3 (Control)
Entorno de ensayo	Cámara semianecoica	Aire libre o interiores	Aire libre o interiores
Criterio de adecuación del entorno de ensayo	$K_2 \leq 0.5$ dB	$K_2 \leq 2$ dB	$K_2 \leq 7$ dB
Volumen de la fuente de ruido	Preferiblemente inferior al 0.5% de la cámara de ensayo	Sin restricciones; limitado sólo por el entorno disponible	Sin restricciones; limitado sólo por el entorno disponible
Carácter del ruido	Cualquier (banda ancha, estrecha, frecuencias discretas, estables, no estables, impulsivo)		
Limitación por ruido de fondo	$\Delta L \geq 10$ dB (si es posible, mayor de 15 dB) $K_1 \leq 0.4$ dB	$\Delta L \geq 6$ dB (si es posible, mayor de 15 dB) $K_1 \leq 1.3$ dB	$\Delta L \geq 10$ dB $K_1 \leq 3$ dB

Tabla 2.1. Normas internacionales ISO para la determinación de potencia acústica.

2.2.5 Instrumentación medidas de ruido.

Existe un gran número de aparatos para la medida de ruido dado que se pueden medir magnitudes distintas y las condiciones de medida pueden ser variadas. Todos ellos se caracterizan por disponer de:

- 1- Un transductor conocido como micrófono para captar la señal.
- 2- Unos circuitos de procesado de señal que se encargan de acondicionar la señal y analizarla para obtener un valor determinado de ruido.
- 3- Un visualizador o pantalla en la que se ofrecen los resultados al usuario.

Capítulo 2. Introducción.

Micrófonos.

Se denomina micrófono al transductor que transforma la presión sonora (pequeñas variaciones de presión atmosférica) en una señal eléctrica.

La mayoría de los equipos de medida de ruido utilizan micrófonos de condensador. Son capaces de cumplir las especificaciones de las normas. Además combinan precisión con estabilidad y fiabilidad.

Se alimenta con una polarización que surge de la diferencia de tensión entre sus elementos internos. La presión sonora incide sobre el diafragma y hace que se mueva en función de las variaciones de presión atmosférica.

El preamplificador es un elemento que se conecta al micrófono y su función es adaptar la señal de salida del micrófono a la baja impedancia de entrada del amplificador del sonómetro. Se les exige que sean de bajo ruido eléctrico y que tengan una amplia respuesta en frecuencia y rango dinámico.

Un accesorio habitual en los micrófonos de condensador utilizados al aire libre son las pantallas antiviento. Su misión es evitar las corrientes de aire que pueden incidir sobre el micrófono durante la medida afectando al resultado de la misma. El tejido de estas pantallas debe ser de poca porosidad, para que atenúe las corrientes del aire, y baja densidad, para que no sea grande la atenuación de los ruidos de frecuencias elevadas. El efecto del apantallamiento es mayor cuanto mayor sea el tamaño de la pantalla comparado con el del micrófono.

Las características que lo definen son:

- Sensibilidad.

Se define como la tensión eléctrica que produce en función de la variación de presión atmosférica que actúa sobre el mismo.

$$\text{Sensibilidad} = \text{mV} / \text{Pa}$$

- Rango dinámico.

Es el espacio comprendido entre los límites mínimo y máximo de nivel de presión sonora, dentro del cual el micrófono responde linealmente. El límite inferior es debido al ruido eléctrico interno del propio micrófono, mientras que el límite superior considera como el nivel a partir del cual el micrófono tiene una distorsión del 3% o mayor.

- Características direccionales.

Sensibilidad que presentan los micrófonos en función del ángulo de incidencia de la onda de presión sonora. Esta característica depende de

Capítulo 2. Introducción.

la frecuencia, y es de máxima importancia cuando se mide en campos difusos.

- Estabilidad en el tiempo.

Es fundamental que las características de los micrófonos no varíen en el tiempo. Para ello se hacen procesos de envejecimiento artificial de los equipos consiguiendo estabilidades muy elevadas.

Sonómetros.

El sonómetro es un aparato que da medidas objetivas y reproducibles del nivel de presión sonora. Constituye el corazón de toda la instrumentación utilizada en las medidas de presión sonora.

Su esquema es el que aparece en la figura 2.5.

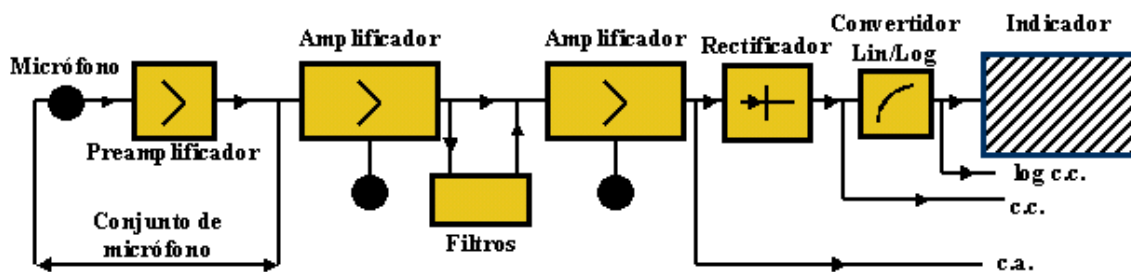


Figura 2.5. Esquema de un sonómetro con sus elementos principales.

- Redes de ponderación.

Los sonómetros incorporan circuitos para aplicar las curvas de ponderación frecuencial normalizada. De esta forma la señal que llega al indicador tiene una relación directa con la sensación auditiva.

Actualmente se emplea mayoritariamente la curva de ponderación A. Los resultados de las medidas de nivel de presión sonora se representan en decibelios A (dB(A)). También se permite a la señal que pase sin sufrir ninguna modificación, los resultados en este caso se representan en decibelios lineales, dB (lin).

- Atenuador.

El atenuador es una red de resistencias añadida al amplificador electrónico para producir una disminución del nivel de la señal.

- Amplificadores.

Amplifican las señales eléctricas proporcionadas por el micrófono hasta unos valores más manejables para la electrónica del sonómetro. Para

Capítulo 2. Introducción.

poder medir las señales bajas han de tener una gran ganancia y trabajar en una amplia gama de frecuencias.

- Filtros de paso banda.

La señal procedente del micrófono es proporcional al sonido que incide en cada momento sobre el mismo, llevando componentes de todas las frecuencias dentro de su gama. Los filtros paso banda permiten conocer el valor de las distintas frecuencias que componen el espectro de interés.

- Circuito rectificador e integrador.

La señal recogida por el micrófono se amplifica y pasa por los atenuadores y redes de ponderación. Posteriormente se emplea para activar un circuito de medida que indica el valor característico de la onda sonora aplicada sobre el micrófono. Las normas relativas a medidores de nivel sonoro especifican que se debe indicar el valor eficaz de la onda expresado en dB.

Este valor eficaz se corresponde con el valor RMS (promedio cuadrático) de la señal rectificada y para calcularlo se lleva a cabo a través de la integración temporal, con mayor o menor intervalo de tiempo de integración, dependiendo del tipo de ruido.

- Indicador.

La mayoría de los indicadores son digitales y representan numéricamente el valor de la presión sonora.

La selección del tiempo de respuesta para obtener las actualizaciones viene dado por la normativa existente al respecto. El rango de medida del sonómetro cubre los niveles comprendidos entre dos intervalos de atenuación.

- Conexiones de salida.

La mayoría de los sonómetros están dotados de una o más conexiones de salida que proporcionan una señal eléctrica correspondiente a la señal de salida del micrófono amplificada. Esta salida se utiliza para llevar la señal a otros instrumentos que se ocupan de registros y procesamiento adicionales.

Filtros paso banda.

El filtro es un circuito eléctrico con una función de transferencia unitaria para determinadas frecuencias y cero para el resto. En acústica se utilizan filtros del tipo paso banda, los cuales tienen idealmente transferencia unitaria para

Capítulo 2. Introducción.

frecuencias comprendidas entre dos valores concretos y transferencia cero para el resto.

En el caso de un filtro real es más complicado medir su ancho de banda. Se toma como referencia el ancho existente entre puntos de caída de 3 dB, es decir, donde el filtro está atenuando la potencia sonora de la señal a la mitad. En la figura 2.6 se puede observar un filtro con su ancho de banda y sus frecuencias central y de corte.

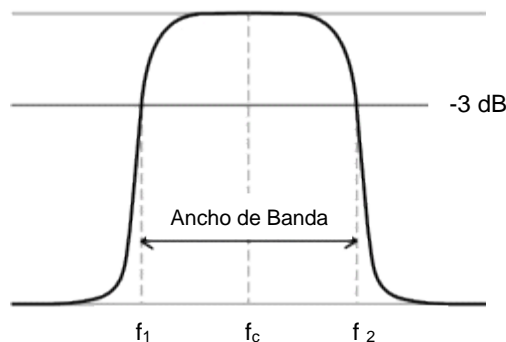


Figura 2.6. Función de transferencia de un filtro pasa banda en función de la frecuencia.

Se ha de tener en cuenta la calidad del filtro, que indica la aproximación al filtro ideal. El modo más empleado es indicar la caída de sus pendientes, que se define como la atenuación de sus flancos para un margen de frecuencias determinado.

Atendiendo a la frecuencia central del filtro y a su ancho de banda se pueden diferenciar dos grupos:

- Ancho de banda constante. El ancho de banda del filtro es constante e independiente de la frecuencia central del filtro.
- Ancho de banda relativo. La cantidad de hercios comprendidos en un ancho de banda es directamente proporcional a la frecuencia central del filtro, a mayor frecuencia central mayor será el ancho de banda.

Destacan los filtros de octava y de 1/3 de octava dado que el oído humano discrimina las frecuencias de forma similar a este tipo de filtros. La norma UNE 74002-78 indica los anchos de banda estandarizados:

$f_2 = 2 * f_1$, para filtros de octava.

$f_2 = (2)^{1/3} * f_1$, para filtros de 1/3 de octava.

$f_0 = (f_1 * f_2)^{1/2}$ para ambos casos.

Capítulo 2. Introducción.

La selección de la anchura de banda del filtro utilizado depende de la naturaleza del espectro sonoro y del propósito perseguido con el análisis. Si el espectro sonoro de la fuente es de banda ancha, con la energía acústica distribuida más o menos uniformemente sobre un amplio rango de frecuencias, se pueden realizar análisis en bandas de octava o de $1/3$ de octava. Sin embargo, si la fuente contiene uno o más tonos puros dominantes, su identificación requiere generalmente la utilización de filtros con menor anchura de banda. En medidas de propósito general se suelen realizar análisis en bandas de $1/3$ de octava.

Sondas y analizadores de intensidad.

Este instrumento no mide la intensidad sonora mediante medidas de la presión sonora con dos micrófonos. Sus dos componentes fundamentales son la sonda y el analizador.

La sonda de intensidad está compuesta por dos micrófonos y se encarga de medir la diferencia de presión sonora entre ellos. El analizador realiza la integración de la señal y los cálculos necesarios para obtener la intensidad sonora.

2.3 Introducción a las vibraciones.

2.3.1 Concepto de vibración. Fuentes.

La vibración es un movimiento que se repite después de un determinado intervalo de tiempo entorno a una posición de equilibrio. Se caracteriza porque en la posición de desequilibrio, el cuerpo vibrante almacena energía potencial elástica. Los sistemas mecánicos que poseen masa y elasticidad tienen capacidad de vibrar.

La procedencia de las vibraciones puede ser natural o artificial:

- Natural: debido a fenómenos naturales como los terremotos o el viento.
- Artificial: en las máquinas debido a errores en las tolerancias de fabricación, holguras, desequilibrios de elementos giratorios o la fricción entre componentes.

2.3.2 Clasificación.

Existen numerosos criterios para establecer una clasificación de las vibraciones. A continuación se presenta una forma que explica los conceptos básicos atendiendo al tipo de excitación y la existencia o no de

Capítulo 2. Introducción.

amortiguamientos y una segunda forma de clasificación que tiene en cuenta la repetitividad en el tiempo de las vibraciones.

➤ Clasificación atendiendo al tipo de excitación y existencia o no de amortiguamientos.

- Vibraciones libres:

Un sistema mecánico oscila o vibra libremente cuando al ser desplazado de su posición de equilibrio estático vibra con una frecuencia fija, sin fuerzas externas.

-Vibraciones libres no amortiguadas:

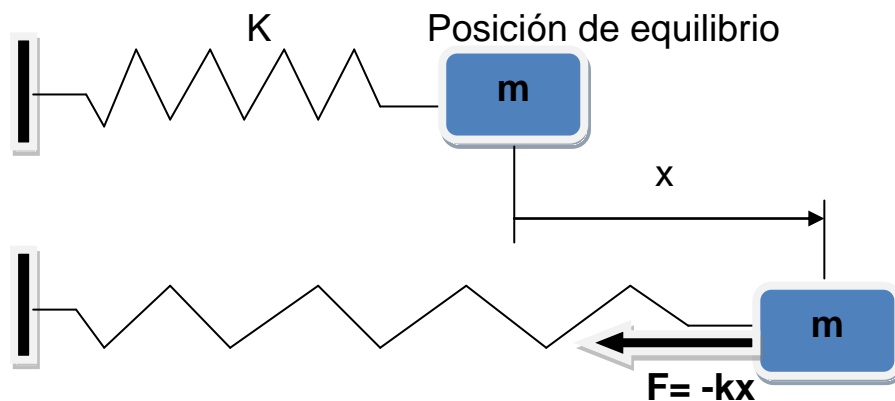


Figura 2.7. Esquema de un sistema libre no amortiguado.

K es la constante que caracteriza la rigidez del muelle y m una masa que se le acopla. Al desplazar la masa de su posición de equilibrio tiende a centrarse debido a la fuerza F que ejerce el muelle.

Se supone que no existe fricción y el movimiento vibratorio se caracteriza por la frecuencia natural, f_n .

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

f_n : frecuencia natural.

k : constante de rigidez del resorte.

m : masa.

Capítulo 2. Introducción.

-Vibraciones libres amortiguadas:

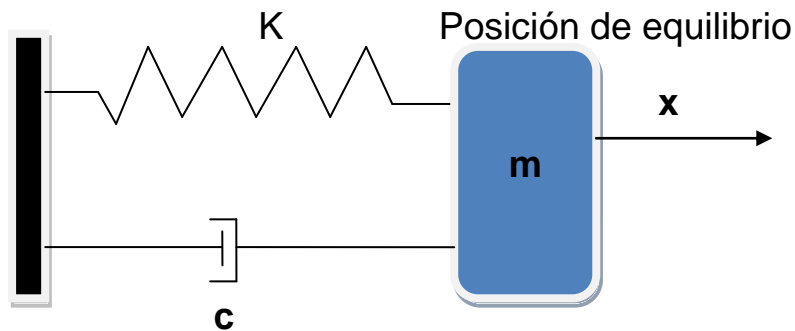


Figura 2.8. Esquema de un sistema libre amortiguado.

Se considera un sistema mecánico con una masa unida a un resorte y a un amortiguador viscoso de constante c . La amplitud del movimiento disminuirá a lo largo del movimiento porque se disipa energía en el amortiguador. Este movimiento se caracteriza por su frecuencia natural de amortiguamiento, f_d .

$$f_d = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m} - \frac{c^2}{4m}}$$

f_d : frecuencia natural amortiguada.

k : constante de rigidez del resorte.

m : masa.

c : constante de amortiguamiento.

En función de las condiciones de amortiguamiento puede hablarse de los tres tipos de amortiguamiento mostrados en la gráfica: subamortiguado (es el caso que se da en las vibraciones reales), crítico y sobreamortiguado.

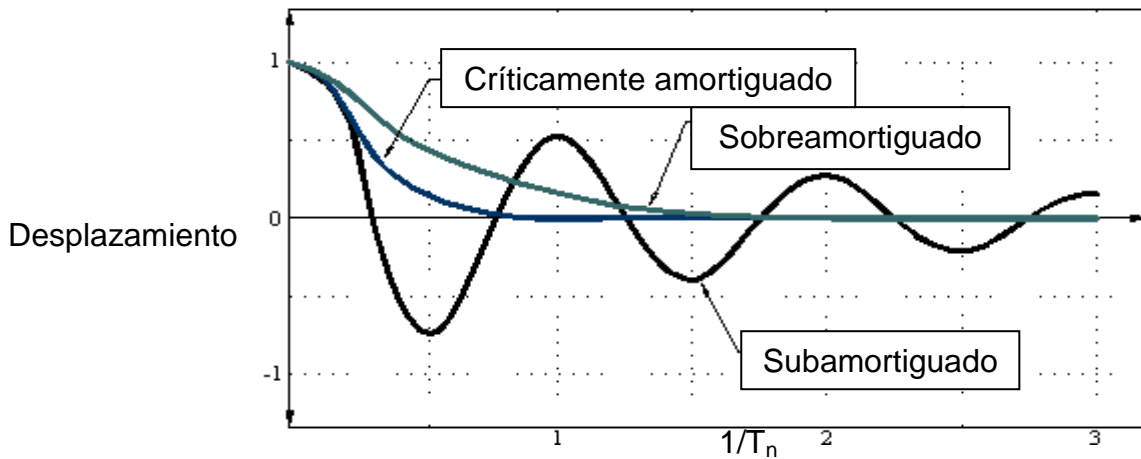


Figura 2.9. Gráfica con los tres tipos de amortiguamiento.

- Vibraciones forzadas:

Un sistema mecánico está sometido a una vibración forzada cuando se le aplican acciones exteriores.

- Vibraciones forzadas no amortiguadas:

El sistema mecánico está sometido a una fuerza exterior $F(t)$.

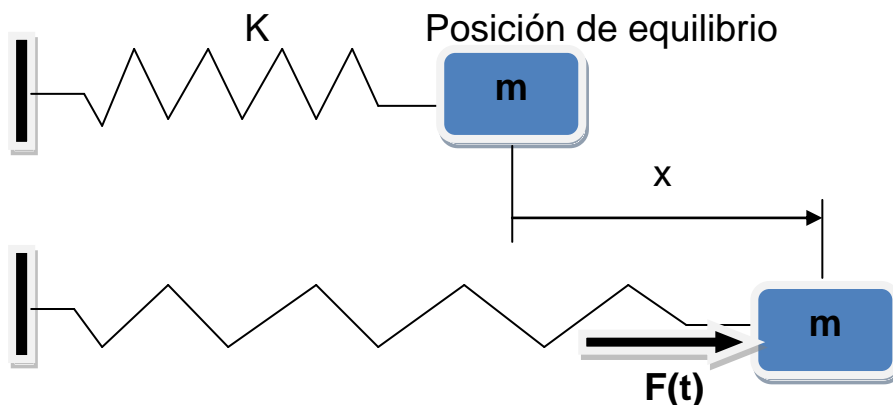


Figura 2.10. Sistema libre no amortiguado con una fuerza exterior.

- Vibraciones forzadas amortiguadas:

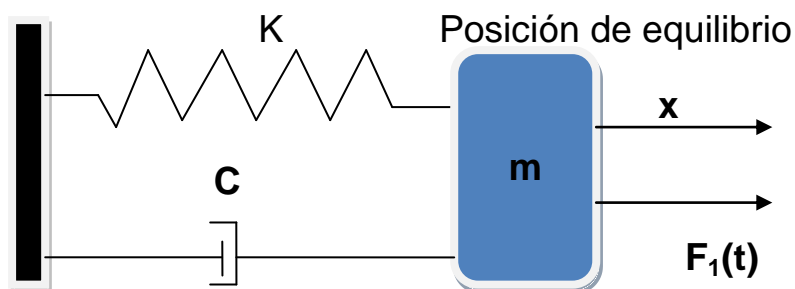


Figura 2.11. Sistema libre amortiguado con una fuerza exterior.

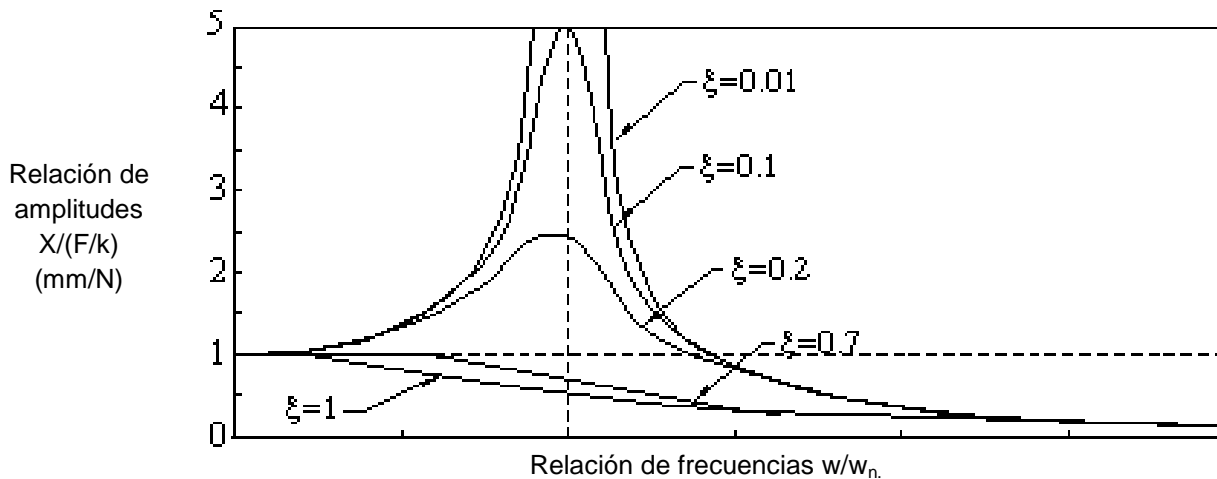


Figura 2.12. Relación desplazamiento fuerza en función de la frecuencia y del amortiguamiento relativo (ξ).

$$\frac{X}{\left(\frac{F}{k}\right)} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{w_n^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{w}{w_n}\right)^2}}$$

X: desplazamiento.

F: fuerza excitación.

k : coeficiente de rigidez.

ξ : factor de amortiguación: $\xi = \frac{c}{c_{cr}}$

w : fuerza excitación.

w_n : fuerza natural.

➤ Clasificación atendiendo a la repetitividad en el tiempo de las vibraciones.

- Oscilaciones de carácter determinista.

Son aquellas que pueden describirse mediante una superposición de vibraciones senoidales de una o varias frecuencias. Las más sencillas pueden describirse según el modelo del movimiento armónico simple.

Capítulo 2. Introducción.

Los parámetros temporales que describen este tipo de vibraciones son:

- Período de vibración (T): tiempo necesario para que un movimiento vibratorio periódico se repita. Se mide en segundos.
- Frecuencia de vibración (f): número de ciclo que se repiten en la unidad de tiempo. Se mide en ciclos/s o Hertzios (Hz).

$$f = \frac{1}{T}$$

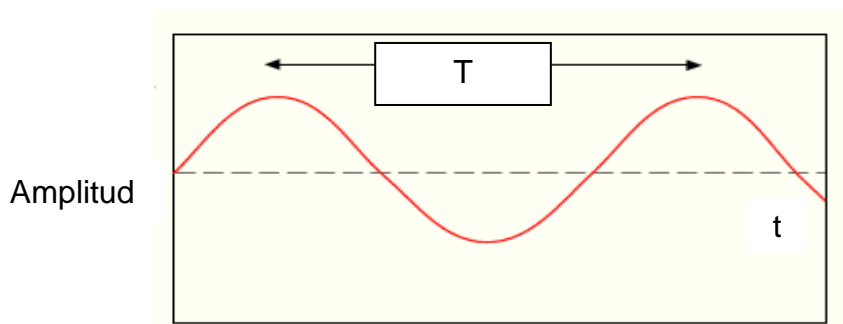


Figura 2.13. Vibración determinista.

- Oscilaciones de carácter aleatorio.

Son aquellas que no pueden describirse en el tiempo mediante una expresión matemática por lo que sólo pueden ser analizadas en términos estadísticos.

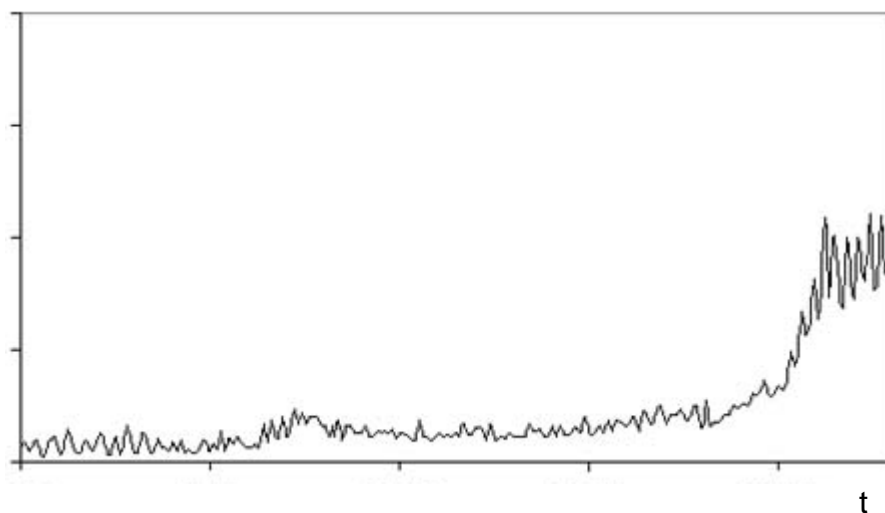


Figura 2.14. Vibración aleatoria.

2.3.3 Análisis frecuencial.

Las vibraciones constan habitualmente de muchas frecuencias simultáneas de forma que por simple examen de su relación amplitud-tiempo no se puede determinar su procedencia. El análisis frecuencial de las vibraciones de una máquina permite hallar ciertos componentes en frecuencia predominantes relacionados con la vibración generada en diversas partes de la máquina.

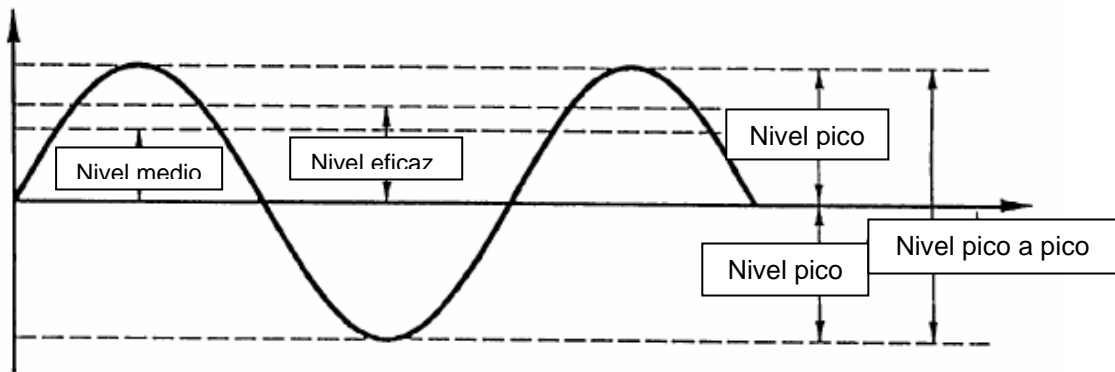


Figura 2.15. Parámetros que describen la vibración senoidal.

- Valor de pico.

Valor máximo de la amplitud en un intervalo temporal dado. Es útil para indicar los niveles de choque de corta duración. Si la vibración no es senoidal aporta información limitada ya que no considera la evolución temporal de las vibraciones.

- Valor medio rectificado.

Recoge información sobre la evolución temporal media de la amplitud.

$$\text{Valor medio} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt$$

- Valor eficaz instantáneo (RMS).

El valor instantáneo de una aceleración a_{rms} se obtiene realizando un promedio cuadrático de los valores de aceleración de acuerdo con la expresión:

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}$$

Capítulo 2. Introducción.

- Factor de Cresta.

El factor cresta es igual a la amplitud del pico de la forma de onda dividida por el valor RMS. La finalidad del cálculo del factor cresta es dar una rápida idea de la magnitud del impacto que está ocurriendo en la forma de onda. Este factor indica la severidad de los eventos que elevan instantáneamente la vibración.

Las vibraciones pueden estar integradas por componentes de una sola frecuencia, tono puro, o pueden tener componentes de distintas frecuencias. Para determinar la importancia de estos componentes, la señal obtenida debe descomponerse en sus componentes singulares mediante análisis frecuencial. Esta información se representa en un gráfico denominado espectro de frecuencias.

El proceso de análisis frecuencial de vibraciones analógico se basa en el filtrado de la señal, que consiste en hacerla pasar por filtros electrónicos que sólo dejan pasar aquellas partes de la señal de vibración que están contenidas en la banda de frecuencias definida por el filtro.

En función del grado de detalle que se desee se utilizan filtros de banda ancha o estrecha. Se obtiene mayor nivel de detalle cuanto más estrecha sea la banda.

Análisis de Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Los analizadores digitales utilizan el algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier (FFT) para el cálculo del espectro de bloques de datos.

En este proceso se modifica la señal y se producen tres posibles errores:

- Aliasing: efecto introducido por el muestreo de la señal por el cual las frecuencias altas aparecen aumentando las más bajas. Se aplican filtros antialiasing que hacen posible utilizar la mayor parte del espectro calculado.
- Leakage (pérdidas): efecto por el cual la potencia de un componente de frecuencia única parece diluirse hacia las zonas adyacentes. Las pérdidas se contrarrestan mediante el uso de ventanas en el procesamiento de datos.
- Efecto de valla puntiaguda: efecto del muestreo discreto del espectro en el rango de frecuencias. No permite observar los valores pico al

Capítulo 2. Introducción.

producirse un solapamiento entre las características de los filtros adyacentes, corrigiéndose con ventanas en el procesamiento de datos.

El funcionamiento del analizador FFT consiste en la captura de un bloque de datos de una muestra temporal de duración T . El espectro resultante representa el espectro de las series de Fourier que se obtendría considerando este registro finito como un periodo de una señal que se repite periódicamente. La resolución espectral es la separación entre cada punto del espectro.

La ventana de datos se utiliza para minimizar los efectos de la discontinuidad que se produce cuando una sección de una señal continua se une en bucle. Interesa que aporte una transición gradual sobre el inicio y el fin del bloque de datos.

2.3.4 Medida y control de vibraciones.

Para obtener una medida de vibración se necesita un elemento que recoja el movimiento y otro que procese la señal. Estos son el acelerómetro y el vibrómetro.

El transductor.

El transductor es el elemento que transforma la magnitud física a medir del movimiento en una señal eléctrica. Es imprescindible conocer la respuesta que ofrece a distintas frecuencias así como su sensibilidad a la magnitud de la señal a medir.

Existen tres tipos de transductores, según la magnitud a medir sea desplazamiento, aceleración o velocidad.

- De inducción: basan su funcionamiento en la inducción magnética y constituyen el grupo más amplio de los transductores de medida de desplazamiento para un rango de frecuencias entre 0 y 10 kHz.
- Piezoeléctricos: se detecta la aceleración medida mediante un material piezoeléctrico que genera una carga eléctrica cuando está sometido a un esfuerzo mecánico o una deformación. Poseen gran sensibilidad y frecuencias de resonancia muy elevadas.
- De velocidad (electromagnéticos): se genera una tensión a partir de la inducción electromagnética de una bobina por la que circula una corriente eléctrica mientras que se mueve en un campo magnético.

Capítulo 2. Introducción.

El acelerómetro piezoeléctrico es el más común por su amplia zona de trabajo donde el comportamiento es lineal. Consta de una lámina de material piezoeléctrico dispuesta sobre una pequeña masa que se fija sobre la estructura en la que se pretende medir la vibración. Al vibrar el conjunto la masa aplica sobre la cerámica piezoeléctrica una fuerza generándose cargas eléctricas entre sus caras en valor proporcional a la fuerza aplicada. Se caracterizan por:

- Sensibilidad: Relación entre mV y m/s^2 .
- Masa: Tiene importancia al medir en elementos ligeros. No debe ser mayor a 1/10 de la masa dinámica de la pieza en que se monte, ya que si es mayor modificará las frecuencias de resonancia de la pieza medida.
- Rango dinámico: Influye cuando se miden niveles muy altos o muy bajos. El límite inferior viene caracterizado por el ruido eléctrico de los cables y circuitos del amplificador. El superior viene fijado por la resistencia estructural del acelerómetro.

El acelerómetro se debe colocar de forma que la dirección de medida del mismo coincida con la dirección en la que se desea medir. Es un factor crítico para obtener buenos resultados. El montaje puede ser mediante un vástago roscado, pegado con cera de abeja, con un imán o con un soporte manual.

Su comportamiento presenta una dependencia con la temperatura que puede producir un cambio de sensibilidad. También influyen los cables de conexión que puede provocar problemas de ruido en las señales. Otros parámetros que pueden influir en su medida son la humedad, sustancias corrosivas, tensiones en la base, radiación nuclear, campos magnéticos, ruido acústico o vibraciones transversales.

El vibrómetro.

El vibrómetro recibe la señal de un transductor y la procesa para dar una indicación de los parámetros relativos a la vibración. En una máquina rotativa se suele medir en un rango de frecuencias de 10 Hz a 10 kHz porque cubre toda la gama de frecuencias de interés.

Capítulo 2. Introducción.

Su esquema es el siguiente:

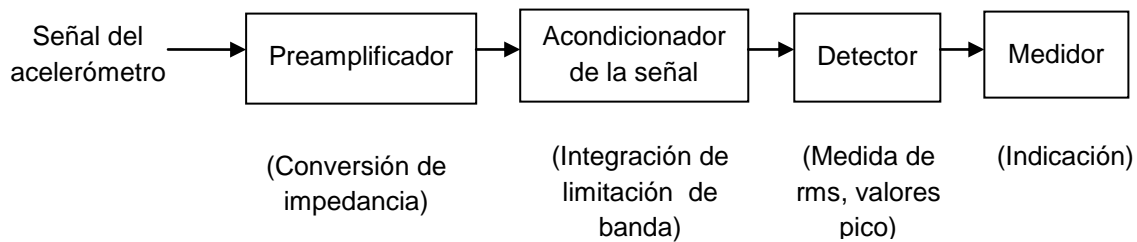


Figura 2.16. Diagrama de bloques de un sistema de medida de vibración.

- Preamplificador.

Adapta la señal de salida del acelerómetro a la entrada del amplificador. Convierte una señal muy débil de alta impedancia en una señal de voltaje de baja impedancia que es menos susceptible a los efectos externos.

- Acondicionador.

Se utiliza para limitar el rango de frecuencias de la señal, para integrarla pasando de aceleración a velocidad o desplazamiento y para aportar más amplificación.

- Detector.

El detector extrae los valores de la media aritmética, media cuadrática y raíz cuadrada media (RMS) así como registrar el valor pico a pico. Da salida lineal cc proporcional a los valores medidos con una constante de tiempo definida.

- Conversor LIN-LOG en caso de que el resultado o el indicador presente escala logarítmica.

- Filtro de paso de banda para análisis en frecuencia.

- Registrador de nivel.

Graba la señal para un posterior estudio y análisis. Pueden ser gráficos de nivel (en función de tiempo o frecuencia).

2.3.5 Resonancia.

Cuando la frecuencia de excitación, Ω , toma un valor igual o próximo a una frecuencia natural del sistema, w_n , se dice que este entra en resonancia.

Como puede observarse en la figura 2.12 el factor de amplificación w/w_0 sufre una elevación importante cuando el sistema entra en resonancia para un mismo valor de F_0 ($A_0=F_0/k$).

La resonancia puede causar problemas de ruido, vibraciones y/o roturas. Se procura diseñar los sistemas de manera que las frecuencias de resonancia estén alejadas de las de excitación. Cuando ello no es posible se debe recurrir al amortiguamiento.

2.4 Mecanismos de generación de ruido por fricción.

2.4.1 La fuerza de fricción.

La fuerza de fricción se origina por la oposición al movimiento de dos superficies en contacto.

Es posible distinguir entre **fuerza de fricción estática**, que es una resistencia que necesita ser superada para poner en movimiento un cuerpo respecto al otro con el que está en contacto, y la **fuerza de fricción dinámica**, que es la magnitud constante que se opone al movimiento durante el mismo.

$$F_r = \mu * N$$

μ = coeficiente rozamiento dinámico o estático según el estado del cuerpo.

N = fuerza normal.

El coeficiente de rozamiento estático entre las dos superficies es mayor que el coeficiente de rozamiento dinámico.

2.4.2 Stick-slip

El fenómeno de stick-slip surge cuando dos superficies en contacto se adhieren (stick) y deslizan (slip) de forma alternativa, dando lugar a un movimiento no uniforme provocado por cambios significativos de las condiciones de fricción. La fuerza de rozamiento varía según múltiples parámetros. Si se aplica una fuerza que supere el umbral del rozamiento estático, se produce un inicio brusco de movimiento pasando el valor del coeficiente de fricción del valor estático al dinámico en un corto intervalo de tiempo.

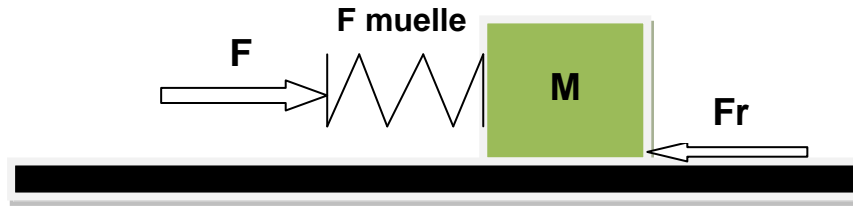


Figura 2.17. Modelo para la explicación de stick-slip.

La figura 2.17 muestra una fuerza F aplicada sobre un muelle conectado a una masa M y una fuerza de rozamiento F_r entre el suelo y la masa que se opone al movimiento.

La fuerza del muelle se obtiene del producto de rigidez K por variación de longitud del muelle ΔL .

$$F_{\text{muelle}} = k \Delta L$$

Al aplicar la fuerza exterior sobre el muelle se va comprimiendo y aumentando la fuerza. Pero mientras que la fuerza ejercida por el muelle no supere la fuerza de rozamiento estática, la masa no se moverá.

Cuando la masa se desplaza es porque ha conseguido vencer el rozamiento estático. La fuerza del muelle le aporta a la masa M una aceleración y esta comienza a deslizarse (fase slip).

Al moverse la masa la longitud del muelle se incrementa, disminuyendo la fuerza transmitida. La masa se parará cuando la fuerza ejercida por el muelle sea inferior a la fuerza de rozamiento dinámica.

A continuación, si se mantiene la fuerza exterior F constante, se vuelve a comprimir el muelle reiniciándose el proceso descrito de stick-slip.

Con este esquema se puede describir el fenómeno del stick-slip. El ruido que surge asociado a este fenómeno de rozamiento se denomina el squeak (chirrido, tratado en el apartado anterior).

2.5 Métodos evaluación acústica.

2.5.1 Calidad acústica.

La calidad sonora nos da información sobre el correcto diseño del producto. No es permanente sino que puede cambiar.

Para trabajar la calidad sonora en primer lugar se toman grabaciones del sonido a mejorar. Las grabaciones han de ser lo más fiables posible y simulando una situación real. Posteriormente se estudian estas medidas con los programas apropiados de análisis de señales.

Por otro lado, y de forma paralela, se lleva a cabo el estudio subjetivo. El oyente escucha el sonido y tiene en cuenta parámetros tales como el nivel de molestia, la amenidad, la nitidez, la rugosidad o la tonalidad. Se obtienen resultados de la valoración subjetiva de los oyentes.

La optimización de la Calidad Sonora requiere un registro preciso de las señales y una evaluación subjetiva fiable. Teniendo ambas pruebas se debe tratar de relacionarlas y obtener la solución final para nuestros problemas. Las soluciones conllevan cambios y rediseños en el producto.

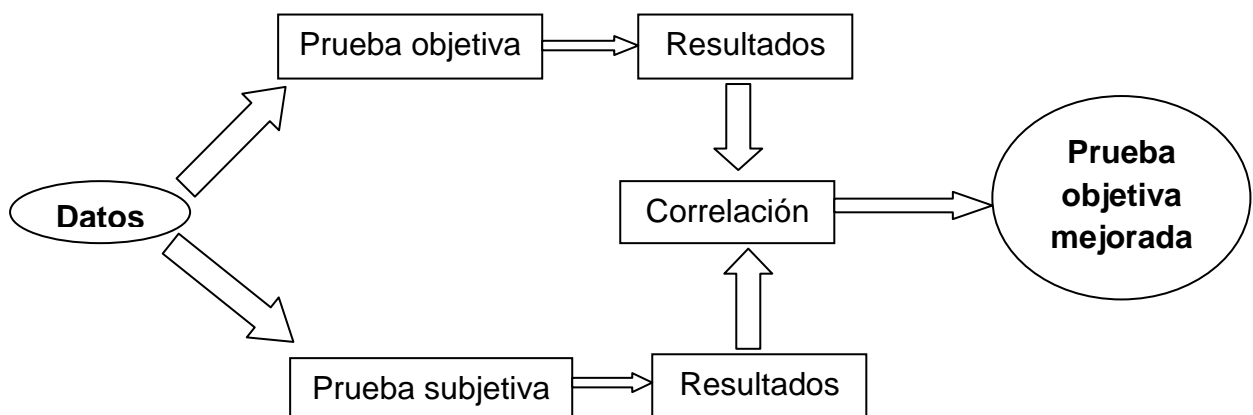


Figura 2.18. Esquema de actividades del estudio de la calidad acústica.

2.5.2 Psicoacústica.

La evaluación de un evento acústico viene determinada por numerosos parámetros: la actitud subjetiva del oyente, el entorno físico en que se realiza la escucha, el nivel de presión acústica en el oído y el espectro frecuencial del ruido.

Tradicionalmente el parámetro físico más utilizado para definir y cuantificar la percepción de un sonido ha sido la presión acústica ponderada en dB(A). Pero se ha demostrado que éste parámetro es insuficiente para calificar los sonidos desde un punto de vista subjetivo y debe ser complementado con otros parámetros psicoacústicos.

Parámetros psicoacústicos.

Los parámetros psicoacústicos ayudan a cuantificar los aspectos de la acústica más subjetivos vinculados a la estructura espectral y temporal del sonido analizado. Constituyen una herramienta de gran valor para la clasificación de ruidos desde el punto de vista del confort.

Loudness (sonoridad)

Se define como el nivel de presión sonora de un tono puro de 1 kHz que proporciona al oyente la misma sensación de nivel sonoro que el sonido en estudio. Su unidad es el *phon*. El cálculo de la sonoridad tiene en cuenta la distribución de bandas críticas en el oído humano. Los efectos de enmascaramiento y las componentes tonales del ruido son consideradas en el cálculo de este parámetro. La sonoridad no solo depende del nivel de presión sonora sino también de la composición espectral del ruido analizado.

Las curvas de igual sonoridad se les denominan curvas isofónicas. Calculan la relación que existe entre la frecuencia y la energía de dos sonidos para que sean percibidos igual de fuertes. Todos los puntos de una misma curva isofónica tienen la misma sonoridad.

Las primeras curvas de igual sonoridad fueron establecidas por Munson y Fletcher en 1930.

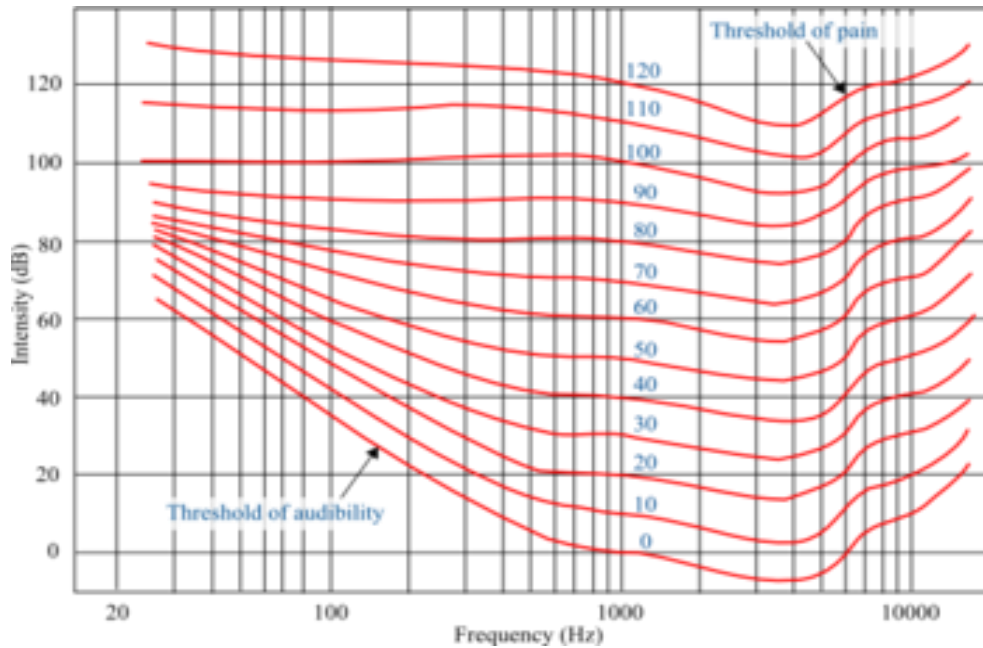


Figura 2.19. Curvas isofónicas.

Si 0 phon corresponde a una sonoridad con una intensidad de 0 dB con una frecuencia de 1 kHz, también una sonoridad de 0 fon podría corresponder a una sonoridad con una intensidad de 60 dB con una frecuencia de 40 Hz.

En estas curvas isofónicas se observa como a medida que aumenta la energía sonora, las curvas se hacen cada vez más planas. Esto se traduce en que la dependencia de la frecuencia es menor a medida que aumenta el nivel de presión sonora, lo que significa que si disminuye la intensidad sonora los primeros sonidos en desaparecer serían los de bajas frecuencias.

Las curvas Munson y Fletcher sólo son válidas para un campo sonoro directo, dado que no tienen en cuenta que no percibimos por igual los sonidos si provienen de diferentes direcciones (campo sonoro difuso).

Otras curvas de ponderación muy difundidas son:

- La curva A (curva de nivel de sonoridad de 30 fon, medidas en decibelios A - dB_A).
- La curva B (curva de nivel de sonoridad de 70 fon, medidas en decibelios B - dB_B).
- La curva C (curva de nivel de sonoridad de 100 fon, medidas en decibelios C - dB_C).

Capítulo 2. Introducción.

Fluctuation strength

Es la sensación de variación de nivel o volumen provocada por una modulación de frecuencia inferior a 20 Hz. Su unidad es el *vacil*.

Roughness

Define la fluctuación de la envolvente de la señal acústica provocada por una modulación con frecuencias entre 20 y 300 Hz. Su unidad es el *asper*. La sensación de roughness asociada a un sonido con una marcada estructura temporal es debida a la modulación de amplitud y frecuencia. Debido al efecto acústico producido por el pabellón auricular, cada cambio de frecuencia genera una variación en la amplitud que se suma a la propia del sonido escuchado.

Si la modulación es rápida (20Hz-300Hz) se percibe como una variación de la frecuencia fundamental o tono. El ruido será más áspero si la amplitud de modulación es grande.

Si la modulación es lenta (menor de 20Hz) se percibe una variación de nivel sonoro claramente diferenciable. El deterioro de la calidad acústica de un sonido es más sensible a un aumento del parámetro de fluctuation strength que del parámetro roughness.

Sharpness

Los sonidos con un alto contenido espectral a alta frecuencia se juzgan como sharp. Su unidad es el *acum*. Dependiendo de la estructura espectral, sonidos con igual sonoridad pueden presentar valores de sharpness muy diferentes. En general los sonidos con mayor sharpness son más desagradables y molestos que aquellos con valores más pequeños de este parámetro.

De lo comentado anteriormente sobre los parámetros psicoacústicos se deduce que aunque dos señales tengan el mismo nivel sonoro en dB(A), si tienen los valores de sharpness y loudness notablemente distintos, llevarán a una percepción subjetiva y a un confort acústico asociado a cada ruido distinto.

De esta forma se pone de manifiesto la necesidad de utilizar los parámetros psicoacústicos porque el nivel de presión sonora es insuficiente para cuantificar algunos aspectos del sonido.

2.5.3 Métodos de caracterización de cámaras anecoicas.

Cuando una onda choca contra una superficie la energía que llevaba se disipa de varias formas: la que es reflejada, la absorbida y la transmitida al otro lado de la superficie.

En relación a la parte de energía absorbida sucede por un fenómeno por el que se disipa parte de la energía acústica presente en un recinto mediante un proceso de transformación por rozamiento de parte de la misma en energía calorífica siguiendo diversos mecanismos.

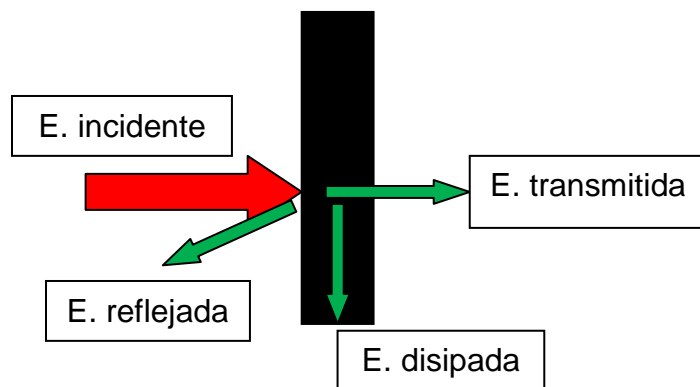


Figura 2.20. Transformación de la energía acústica.

Una cámara anecoica es una sala especialmente diseñada para absorber el sonido que incide sobre las paredes, el suelo y el techo de la misma cámara, anulando los efectos de eco y reverberación del sonido.

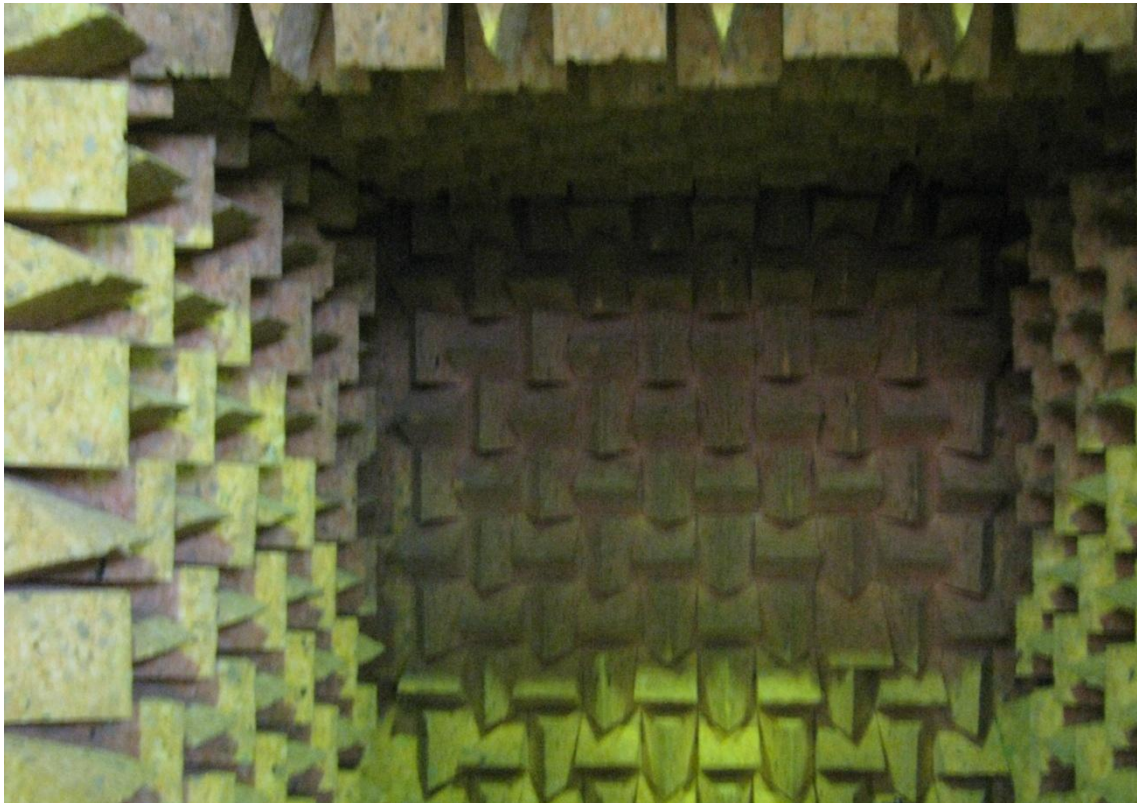


Figura 2.21. Cámara anecoica para medidas de ruido.

Los materiales absorbentes empleados tienen la función de reducir o eliminar los efectos de la reflexión del sonido que se producen en el interior de recintos como consecuencia de la existencia de superficies interiores duras y rígidas acústicamente.

Los materiales más importantes son los porosos, fibrosos o absorbedores disipativos. Presentan numerosas cavidades de aire conectadas entre sí por las que penetran las ondas sonoras de forma que debido al rozamiento viscoso del aire con las superficies del material se produce el fenómeno de disipación de la energía acústica en forma de calor.

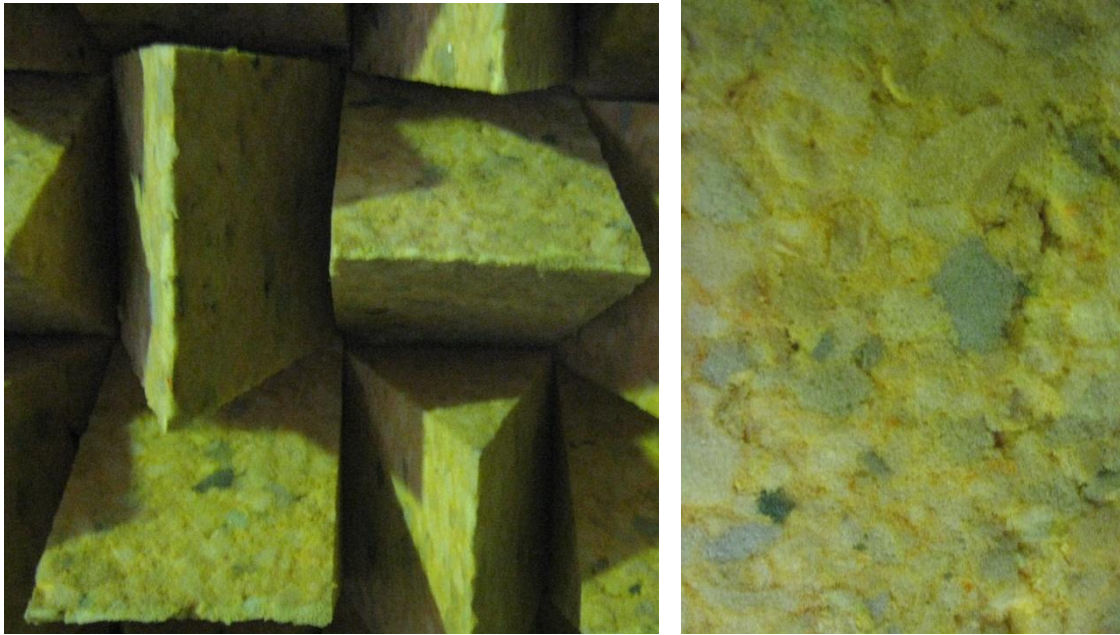


Figura 2.22. Ejemplo de material poroso con propiedades de absorción acústica.

También existen absorbentes de panel o membrana que mediante la vibración por flexión del panel transforma la energía acústica incidente en calor.

Otro tipo son los resonadores de Helmholtz cuyo funcionamiento está basado en la absorción de energía acústica del medio exterior e introducirlo en una cavidad con un volumen de aire. El conjunto actúa como un sistema de masa (energía que entra)- muelle (aire cavidad).

Capítulo 3:

DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS DE RUIDO DE SQUEAK AND RATTLE (BER.S&R)



CAPÍTULO 3: Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

3.1 Diseño del banco de ensayos.

El objetivo del banco es poner en contacto dos materiales, hacerlos deslizar con unas condiciones de movimiento controladas y estudiar su comportamiento en términos de emisión de ruido. Para el desarrollo se van a utilizar una cámara anecoica de ruido y un excitador de vibraciones (vibrador).

El utillaje necesario para conseguir el contacto entre los materiales a estudiar consiste en unos elementos de sujeción de las probetas y un sistema que permite la variación de la fuerza normal con la que están en contacto los dos materiales.

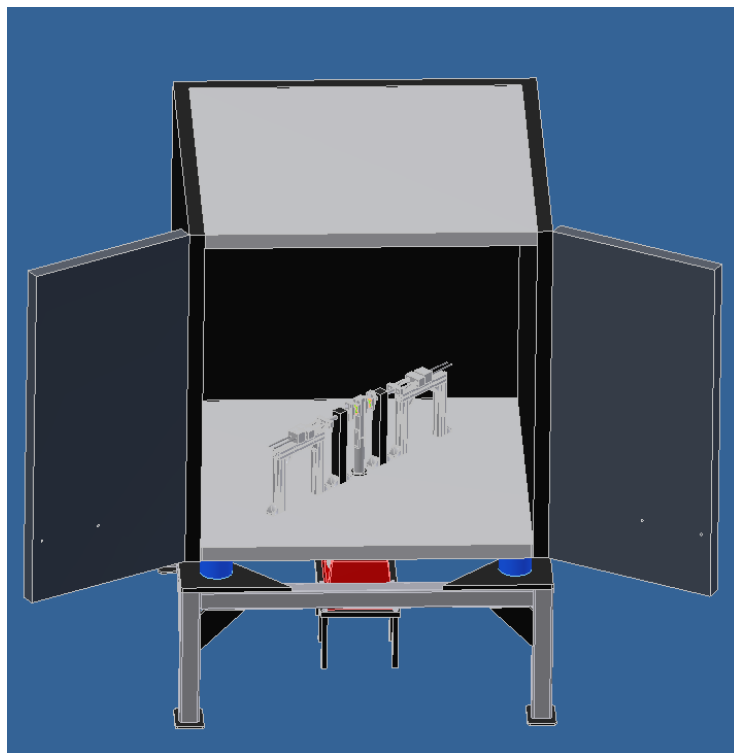


Figura 3.1. Montaje general del banco de ensayos.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

El vibrador quedará fuera de la cámara anecoica para reducir la influencia de su ruido de funcionamiento en los resultados. Para trasladar su movimiento al interior de la cámara se le acopla una barra cilíndrica a medida a través de un agujero que lleva la cámara en el suelo. La probeta se fijará mediante un pegamento o atornillada a un portaprobetas que irá unido a la barra vertical.

Para disminuir la longitud de la barra que conecta el vibrador con el interior de la cámara y darle así mayor rigidez se ha creado un soporte para aumentar la altura del vibrador sobre el suelo. Consiste en una plancha de acero (590 x 360 x 25 mm) en cuya parte superior queda fijado el vibrador. El conjunto de plancha y vibrador está levantado por unas patas de 270 mm de altura.

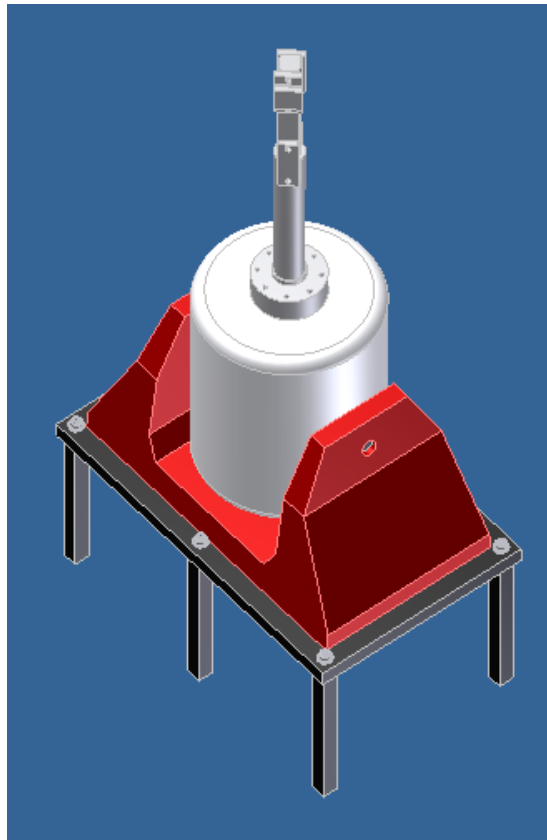


Figura 3.2. Mesa, vibrador y barra de conexión con la cámara.

Se estudiaron dos diseños de patas: uno con cuatro patas, una en cada esquina, y una quinta en el centro de la plancha, debajo del centro del vibrador; el segundo diseño mantiene las cuatro patas de las esquinas pero sustituye la central por dos patas en el centro del lateral. Se escogió este segundo diseño por su mayor sencillez y rigidez estructural.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

Como el suelo de zona donde se va a ensayar no es exactamente plano hay un ligero desnivel entre unas patas y otras. Se planteó para solucionar este problema con unas patas regulables o también con algún tipo de material que actuase de aislante. La opción escogida ha sido la de colocar unas gomas finas en cada pata junto con unas láminas de metal de distintos espesores según el hueco que quedase.

Sobre las probetas en contacto se aplica la fuerza normal de compresión entre ambos materiales. Para conseguir esta fuerza se utiliza un muelle de compresión. Conociendo las características del muelle se podrá regular la fuerza que se aplica controlando la distancia de compresión del muelle respecto a la posición de equilibrio. Para proporcionar el doble de fuerza se colocan dos muelles en paralelo. Así se aumenta el rango de fuerza normal que se puede aplicar en el banco. Se necesita por un extremo de los muelles un mecanismo de compresión y por el otro un acople a la segunda probeta.

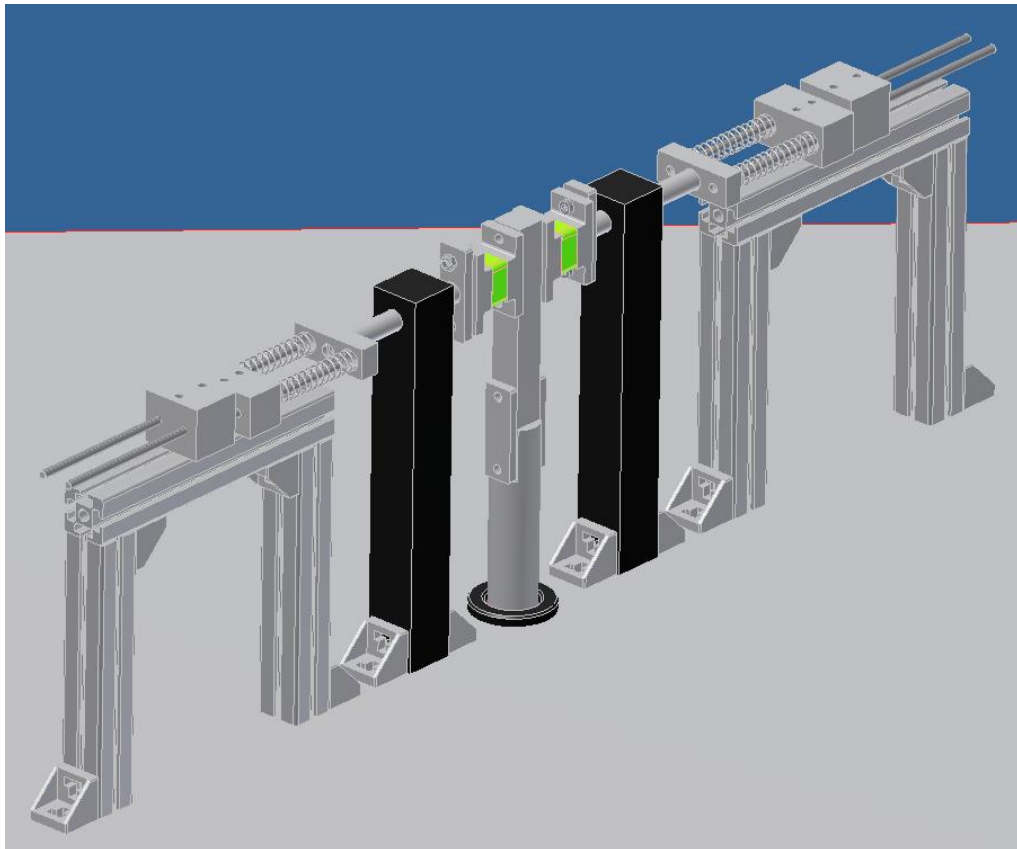


Figura 3.3. Sistema para aplicar la fuerza normal sobre las probetas.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

Para obtener la fuerza que hace un muelle se necesita conocer la constante elástica del muelle, k . Para ello se mide el desplazamiento y la fuerza aplicada y mediante la ley de Hooke ($F = -k * x$) se obtiene la k . Esta ley da cuenta de la relación entre la fuerza que se aplica a un muelle y la deformación que en él se produce. Para obtener la k se realiza un ensayo de compresión.

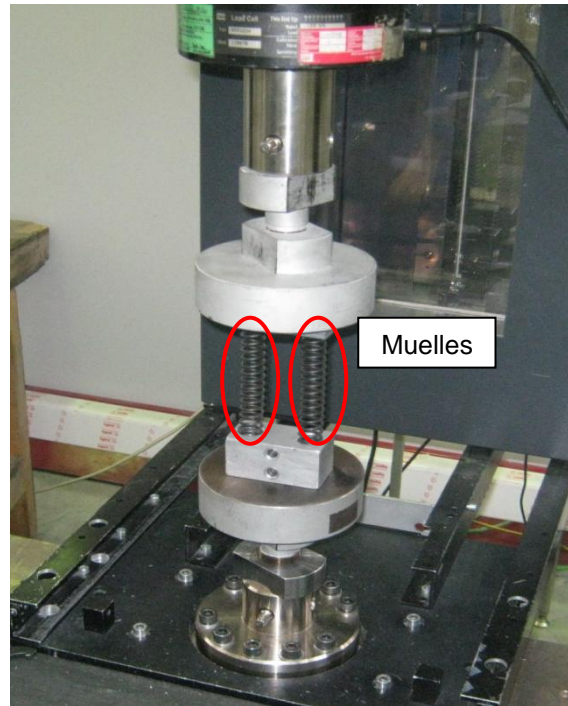


Figura 3.4. Ensayo caracterización de los muelles.

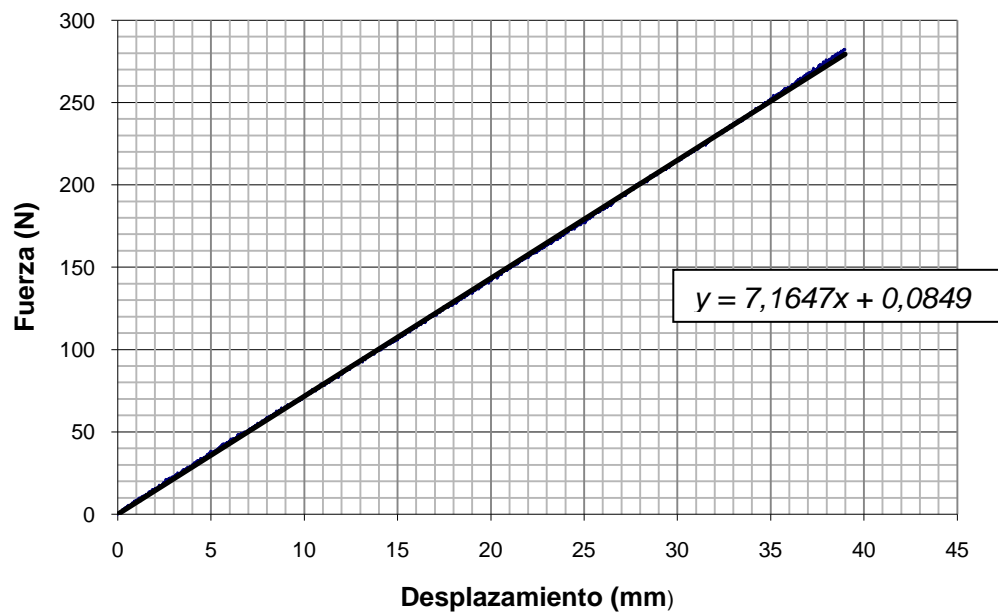


Figura 3.5. Gráfico que relaciona fuerza con desplazamiento.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

Del anterior ensayo se obtiene la pendiente de la recta que es la constante que caracteriza a los muelles. La K del conjunto es de 7.16 N/mm.

Para conseguir comprimir los muelles se planteó como una opción de acoplarlos a un tornillo y apoyarse en una barra en donde roscar. Otra opción fue la de soldar los muelles a un bloque y que éstos fuesen guiados por un perfil ranurado. Finalmente se tomó esta opción pero se evitó el proceso de soldadura haciéndole al bloque unos agujeros donde encajonar al muelle. La guía va levantada respecto al suelo de la cámara por otros perfiles formando una estructura de pórtico. Cuando la fuerza a aplicar sea elevada se diseña un segundo bloque por detrás del primero que actúa de empujador mediante unos tornillos.

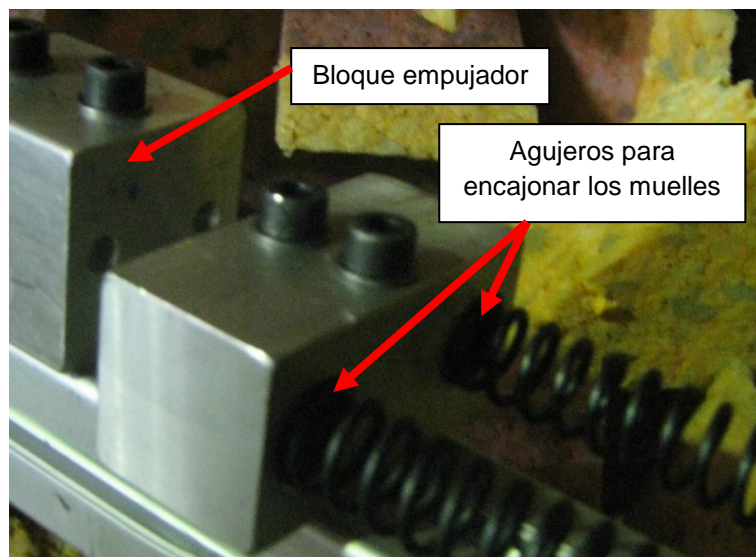


Figura 3.6. Bloque acoplado a los muelles y bloque empujador.

Para comprimir el conjunto de muelles se utiliza el desplazamiento horizontal del bloque al que van acoplados. Cuando las cargas son pequeñas se puede mover directamente con la mano. Pero cuando las compresiones son mayores se utiliza el avance de los espárragos para empujar el bloque al que van unidos los muelles.

En un primer momento se implementó para mover el espárrago una pequeña varilla en el extremo. Pero con cargas elevadas no se conseguía mover. Se optó por la opción de doble varilla roscada accionada mediante tuerca y contratuerca.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).



Figura 3.7. Espárrago de compresión.

Como el muelle es poco rígido a cortadura, va a tomar movimiento vertical al rozar ambas probetas. Por este motivo en el acople de la probeta se necesita impedir este desplazamiento vertical. Para ello se crearon unas guías por las que desliza el portaprobetas pero la rigidez de las mismas podría ser insuficiente. Posteriormente se diseñó un sistema en forma de balancín dotando al portaprobetas de movimiento giratorio pero se descartó por su complejidad.

El diseño escogido fue utilizar un sistema en el que se evita el movimiento vertical mediante una barra horizontal que pasa por un agujero a medida de una columna fijada al suelo de la cámara. A un extremo de la barra estarán encajonados los muelles y en el otro extremo se acopla la probeta.

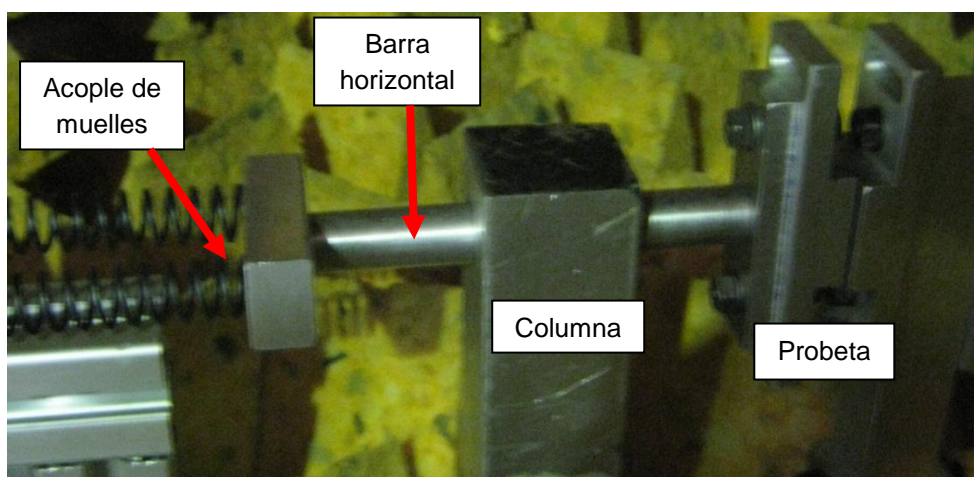


Figura 3.8. Sistema mediante el que se evita el movimiento vertical de la probeta.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

El rozamiento directo entre barra y columna de aluminio no resulta adecuado porque provoca ruidos y vibraciones en el conjunto. Este punto es el más complejo de todo el utillaje del banco.

El problema queda solucionado con un casquillo de nylon. Este se introduce a presión en el hueco de la columna y la barra horizontal pasa por su interior con un ajuste suficientemente fino para evitar el ruido de golpeteo entre barra y columna.



Figura 3.9. Casquillo de nylon.

En las primeras pruebas también se apreció una vibración procedente de los muelles. Para solucionarlo se colocó cinta aislante en los extremos para evitar el contacto directo con el bloque.

Se observa que el movimiento giratorio de las probetas está libre. Mediante unas pletinas fijadas a la guía y ajustadas a la pieza de unión con la barra horizontal queda restringido el giro de las probetas.



Figura 3.10. Pletinas antigiro y muelles con punta aislada.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

Se colocan unas gomas entre el portaprobetas y su elemento contiguo con la finalidad de que eviten en la medida de lo posible la transmisión de vibraciones entre ambas piezas.



Figura 3.11. Goma aislante de vibraciones.

Se elabora un utillaje simétrico a ambos lados de la columna fijada al vibrador. El motivo es para anular el momento flector sobre el eje del vibrador. Si solo se hiciese fuerza desde un lado el eje del vibrador sufriría esfuerzos en sus apoyos que podrían originar roturas.



Figura 3.12. Montaje general.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

3.2 Caracterización de prestaciones del banco de ensayos.

Se procede a la caracterización de la cámara anecoica y del banco de ensayos. Las características a obtener son el aislamiento acústico y la corrección por entorno acústico de ensayo, la fuerza normal aplicada entre las probetas y las condiciones de excitación en relación a las limitaciones del vibrador.

3.2.1 Caracterización acústica.

Aislamiento acústico.

Para conocer el nivel de aislamiento que ofrece la cámara anecoica se ha utilizado un micrófono y una fuente dodecaédrica como la de la figura 3.12.



Figura 3.13. Fuente dodecaédrica.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

El ensayo está basado en la norma UNE-EN ISO 140-4:1999 “Acústica. Medición del aislamiento acústico en los edificios y de los elementos de construcción. Parte 4: Medición “in situ” del aislamiento al ruido aéreo entre locales.” Consiste en colocar la fuente de ruido encendida en el exterior de la cámara. Se toman dos medidas, una con el micrófono dentro de la cámara y otra estando fuera. La diferencia entre ambos niveles es el aislamiento acústico de la pared de la cámara anecoica del banco de ensayos.

Frecuencia(Hz)	Medida micrófono dentro (dB)	Medida micrófono fuera (dB)	Aislamiento(dB)
50	50	73,8	23,8
63	45,4	76,5	31,1
80	57	77,4	20,4
100	57,3	83,6	26,3
125	52,7	87,1	34,4
160	59,6	90,1	30,5
200	58	87,1	29,1
250	46,9	80,7	33,8
315	41,7	78,1	36,4
400	38	79,8	41,8
500	30,3	78	47,7
630	30,5	75,6	45,1
800	26,8	69,6	42,8
1000	28,5	72,8	44,3
1250	26,3	72,1	45,8
1600	30,2	75,1	44,9
2000	31,1	69,5	38,4
2500	31,5	71,8	40,3
3150	31,3	76,6	45,3
4000	34	77,7	43,7
5000	27,3	69	41,7
6300	13	55,5	42,5

Tabla 3.1. Niveles sonoros para el cálculo del aislamiento acústico.

Se considera nivel de aislamiento adecuado para el propósito de ensayo porque el aislamiento en todas las frecuencias es mayor de 30 dB (excepto bajas frecuencias que no tienen mayor importancia para el desarrollo del ensayo).

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

Correcciones por entorno acústico.

La determinación de la corrección por entorno acústico del ensayo se hace a partir de la absorción acústica de la cámara. Para ello se toma como referencia el ensayo descrito en la norma UNE-EN ISO 3744:2010 *“Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica de fuentes de ruido a partir de la presión acústica. Método de ingeniería para condiciones de campo libre sobre un plano reflectante.”*

La fórmula que dará el resultado es la siguiente:

$$K2 = 10 \log \left[1 + 4 \left(\frac{S}{A} \right) \right] dB$$

Los términos que determinan el valor de K2 son A y S. A es el área de absorción equivalente de la cámara en metros cuadrados; S es el área de la superficie de medida en metros cuadrados, utilizada para obtener la potencia acústica de la fuente de ruido a caracterizar en la cámara.

Área de absorción equivalente de la cámara.

Se calcula a partir del tiempo de reverberación medido mediante la ecuación de Sabine. Es válida para temperaturas comprendidas entre 15 °C y 30°C (en este caso se cumple la condición porque el laboratorio donde está situado el banco tiene una temperatura de $23 \pm 2^\circ\text{C}$).

$$A = 0.16 * \left(\frac{V}{T} \right) \quad \text{Ec. de Sabine.}$$

V es el volumen de la cámara de ensayo, 1m^3 .

T es el tiempo de reverberación, en segundos, para cada banda de frecuencia.

Para obtener el tiempo de reverberación se realiza el siguiente montaje:

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

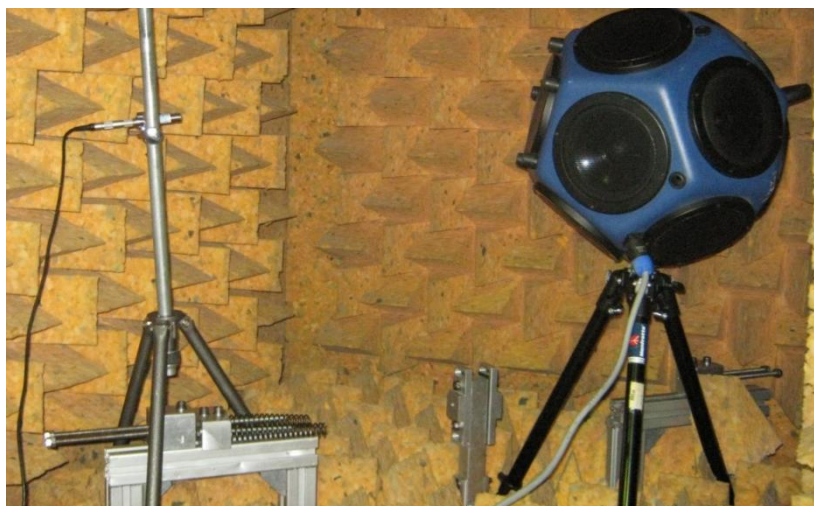


Figura 3.14. Montaje del ensayo para la obtención del tiempo de reverberación.

El tamaño reducido de la cámara respecto a la fuente de ruido hace que la distancia entre la fuente y el micrófono sea pequeña y la medida del tiempo de reverberación pierda precisión.

Con la cámara cerrada la fuente dodecaédrica emite ruido que es recogido por el micrófono. Se desconecta el sonido de la fuente y se mide el tiempo de reverberación en todas las bandas de frecuencia en las que emite la fuente.

Frecuencia(Hz)	Tr(s)	A(m2)
50	0,47	0,34
63	0,45	0,36
80	0,44	0,36
100	0,26	0,62
125	0,39	0,41
160	0,25	0,64
200	0,1	1,60
250	0,11	1,45
315	0,13	1,23
400	0,05	3,20
500	0,05	3,20
630	0,08	2,00
800	0,05	3,20
1000	0,11	1,45
1250	0,17	0,94
1600	0,04	4,00
2000	0,04	4,00

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

2500	0,04	4,00
3150	0,04	4,00
4000	0,04	4,00
5000	0,04	4,00
6300	0,04	4,00

Tabla 3.2. Tiempos de reverberación en relación a frecuencia y superficie de medida.

Área de superficie de medida.

Se considera como paralelepípedo de referencia las dos probetas que emiten el ruido durante el ensayo. Sus dimensiones aproximadas son: 40 x 40 x 20 mm.

Para obtener la potencia acústica de las probetas como superficie de medida se puede tomar una semiesfera o un paralelepípedo.

Semiesfera.

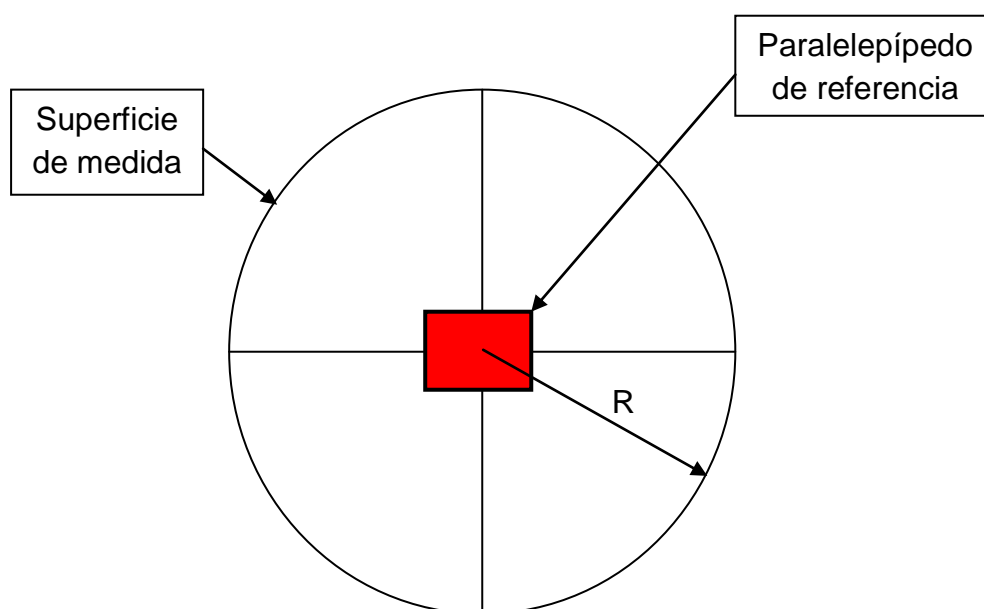


Figura 3.15. Superficie de medida una semiesfera.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

Se calculan superficies de medida en función del radio, que variará entre 0 y 0.5 metros, dado que la cámara tiene 1 metro de lado. De este modo se comprueba la influencia de la distancia de medida entre fuente y micrófono.

R(m)	S(m ²)
0,1	0,06
0,2	0,25
0,3	0,57
0,4	1,01
0,5	1,57

Tabla 3.3. Distancia entre fuente de ruido y micrófono frente a su correspondiente superficie de medida.

Teniendo la superficie de medida y el área de absorción se puede obtener la corrección por entorno acústico.

Frecuencia (Hz)	Tr (s)	A (m ²)	K2(dB)				
			d = 0.1 m	d = 0.2 m	d = 0.3 m	d = 0.4 m	d = 0.5 m
50	0,47	0,34	2,4	6,0	8,8	12,9	14,4
63	0,45	0,36	2,3	5,8	8,7	12,7	14,2
80	0,44	0,36	2,3	5,8	8,6	12,6	14,1
100	0,26	0,62	1,5	4,2	6,7	10,5	12,0
125	0,39	0,41	2,1	5,4	8,1	12,1	13,6
160	0,25	0,64	1,4	4,1	6,6	10,3	11,8
200	0,1	1,60	0,6	2,1	3,8	6,9	8,2
250	0,11	1,45	0,7	2,3	4,1	7,3	8,6
315	0,13	1,23	0,8	2,6	4,5	7,9	9,2
400	0,05	3,20	0,3	1,2	2,3	4,7	5,8
500	0,05	3,20	0,3	1,2	2,3	4,7	5,8
630	0,08	2,00	0,5	1,8	3,3	6,2	7,4
800	0,05	3,20	0,3	1,2	2,3	4,7	5,8
1000	0,11	1,45	0,7	2,3	4,1	7,3	8,6
1250	0,17	0,94	1,0	3,2	5,3	8,9	10,3
1600	0,04	4,00	0,3	1,0	1,9	4,1	5,1
2000	0,04	4,00	0,3	1,0	1,9	4,1	5,1
2500	0,04	4,00	0,3	1,0	1,9	4,1	5,1
3150	0,04	4,00	0,3	1,0	1,9	4,1	5,1
4000	0,04	4,00	0,3	1,0	1,9	4,1	5,1

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

5000	0,04	4,00	0,3	1,0	1,9	4,1	5,1
6300	0,04	4,00	0,3	1,0	1,9	4,1	5,1

Tabla 3.4. Factor de corrección por ruido de fondo en relación a la frecuencia y superficie de medida.

Paralelepípedo.

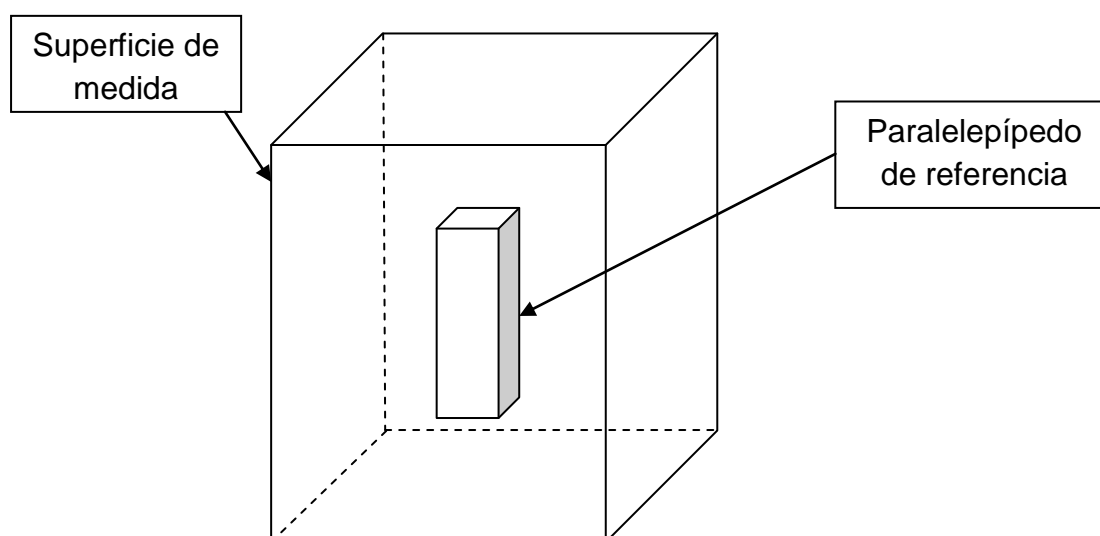


Figura 3.16. Superficie de medida un paralelepípedo.

Frecuencia (Hz)	Tr (s)	A (m ²)	K2(dB)				
			d = 0.1m	d = 0.2m	d = 0.3m	d = 0.4m	d = 0.5m
50	0,47	0,34	5,8	9,7	12,5	14,6	16,3
63	0,45	0,36	5,7	9,5	12,3	14,4	16,1
80	0,44	0,36	5,6	9,4	12,2	14,3	16,0
100	0,26	0,62	4,1	7,5	10,1	12,1	13,8
125	0,39	0,41	5,3	9,0	11,7	13,8	15,5
160	0,25	0,64	4,0	7,4	9,9	12,0	13,7
200	0,1	1,60	2,1	4,4	6,6	8,4	9,9
250	0,11	1,45	2,2	4,7	6,9	8,8	10,3
315	0,13	1,23	2,5	5,2	7,5	9,4	11,0
400	0,05	3,20	1,1	2,8	4,4	6,0	7,4
500	0,05	3,20	1,1	2,8	4,4	6,0	7,4
630	0,08	2,00	1,7	3,8	5,8	7,6	9,1

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

800	0,05	3,20	1,1	2,8	4,4	6,0	7,4
1000	0,11	1,45	2,2	4,7	6,9	8,8	10,3
1250	0,17	0,94	3,1	6,0	8,5	10,4	12,1
1600	0,04	4,00	0,9	2,3	3,8	5,3	6,6
2000	0,04	4,00	0,9	2,3	3,8	5,3	6,6
2500	0,04	4,00	0,9	2,3	3,8	5,3	6,6
3150	0,04	4,00	0,9	2,3	3,8	5,3	6,6
4000	0,04	4,00	0,9	2,3	3,8	5,3	6,6
5000	0,04	4,00	0,9	2,3	3,8	5,3	6,6
6300	0,04	4,00	0,9	2,3	3,8	5,3	6,6

Tabla 3.5. Factor de corrección por ruido de fondo en relación a la frecuencia y superficie de medida.

De los resultados obtenidos anteriormente se observa que tomando como superficie de medida una semiesfera el factor de corrección de entorno acústico es menor que si tomamos un paralelepípedo para una misma distancia del micrófono a las probetas.

Cuanto más se aleja el micrófono de medida de la fuente el factor de corrección es más elevado. La distancia más adecuada en base a los resultados obtenidos es la comprendida entre 0.1 y 0.2 metros.

Las frecuencias en las que se obtienen correcciones K2 más reducidas son las superiores a 200 Hz, por tanto para frecuencias más bajas los resultados que se obtengan son menos precisos.

3.2.2 Caracterización de la fuerza normal.

Para calcular las cargas de fuerza normal aplicadas sobre las probetas por el sistema de muelles se debe de tener su constante de rigidez. Mediante el ensayo llevado a cabo en la máquina de compresión (Figura 3.3) se halla la k del conjunto que es 7.16 N / mm.

La longitud total de cada muelle es de 140 mm. Se estima que se puede alcanzar una compresión máxima de la mitad de su longitud en equilibrio, 70 mm.

Mediante la ley de Hooke, $F = k * x$, se calcula la fuerza normal máxima:

$$F = 501N$$

La máxima fuerza normal teórica es de aproximadamente 500 N.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

Ahora bien, en la práctica de las pruebas de caracterización inicial del BER.S&R se comprueba como con cargas elevadas de compresión los muelles tienden a pandear. Se trató de solucionar el problema con una guía que evitase este pandeo pero al poner en marcha el banco se producía rozamiento entre el muelle y la guía que generaban ruido, por tanto se descartó esta solución.

Por este motivo la fuerza normal máxima aplicable sobre las probetas queda reducida a 300 N, porque se aprecia que con cargas superiores los muelles se doblan en exceso y existe el riesgo de que se salgan de sus alojamientos y de que la fuerza del muelle no sea la nominal.

Para aumentar la capacidad de fuerza normal del banco se podría añadir una varilla por el interior el muelle que impidiese el pandeo. El posible ruido del contacto entre ambos materiales se evitaría forrando la varilla con una goma.

3.2.3 Caracterización de la vibración aplicable a la probeta móvil.

Para caracterizar de la curva de vibración máxima del banco, ha de hacerse referencia a la amplitud (de desplazamiento o de aceleración) y frecuencia que el excitador es capaz de soportar.

El tipo de vibración que se puede programar en el banco es de seno fijo, barrido senoidal y random.

La amplitud de desplazamiento máxima viene dada por los límites del vibrador, que corresponden a ± 12.5 mm.

El rango de frecuencias queda definido entre 5 y 1000 Hz.

Capítulo 3. Diseño y caracterización del banco de ensayos de ruido de squeak and rattle (BER.S&R).

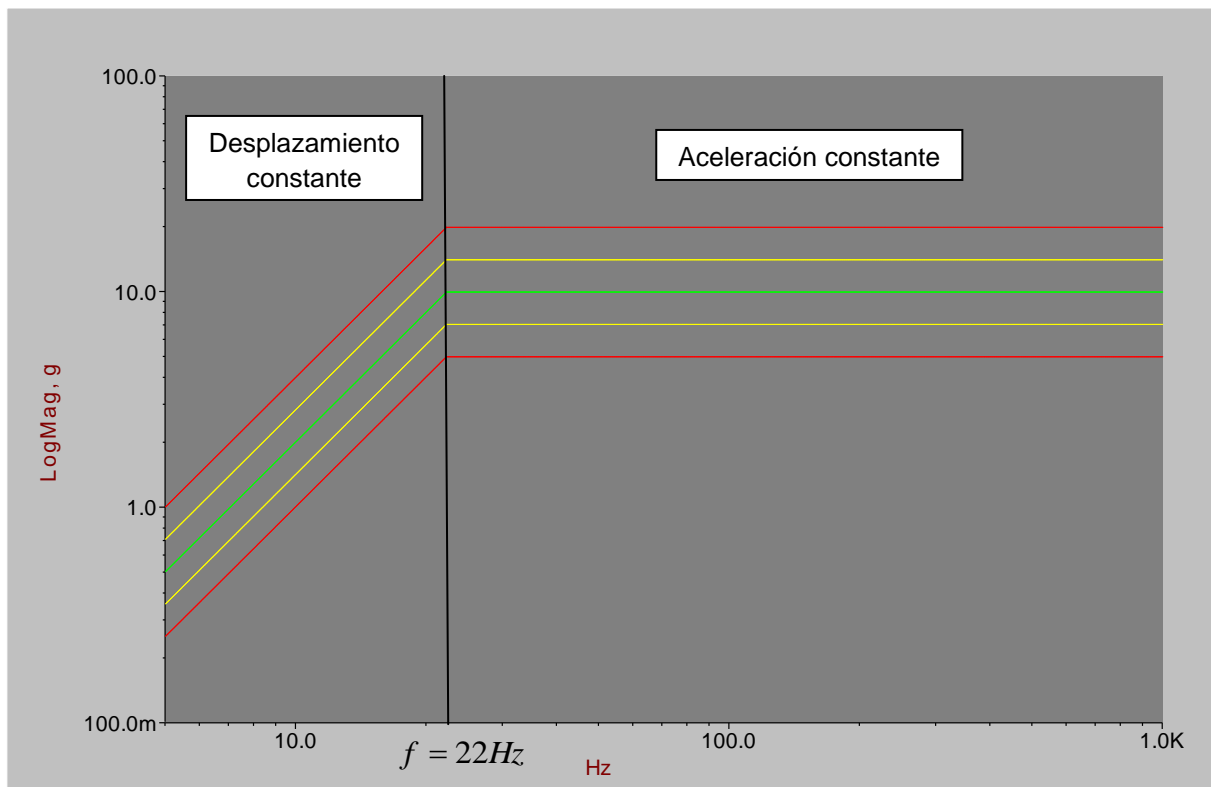


Figura 3.17. Curva de ensayo.

Para calcular la aceleración máxima posible ha de tenerse en cuenta el peso de los elementos fijados a la parte móvil del vibrador. En este caso el peso de las piezas que apoyan sobre la base del vibrador es de aproximadamente 3.5 kg.

Como resultado de esta masa y las especificaciones mecánicas del vibrador la aceleración máxima que puede alcanzar el banco es de 10 g (de 22 a 1000 Hz).

La fuerza normal aplicada a las probetas y el μ (coeficiente de fricción) del par de materiales en contacto también influye sobre las limitaciones del vibrador: cuanto mayores sean más le costará vencer el rozamiento estático y ponerse en funcionamiento. Esto puede llevar a que la aceleración máxima sea menor para materiales de alto μ y fuerzas normales altas. La posibilidad de poder superar este límite se controla automáticamente con el controlador de vibraciones del banco.

Capítulo 4:

MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE RUIDOS POR FRICCIÓN



CAPÍTULO 4: Métodos de evaluación de ruidos por fricción

4.1 Comparación de analizadores.

4.1.1 Introducción y objetivos.

Existe una gran cantidad de equipos capaces de realizar mediciones de ruido, grabaciones de señal de audio y su posterior tratamiento. Entre los equipos que graban señales de audio se puede distinguir entre el sonido binaural y el sonido multicanal.

Los equipos de análisis de audio seleccionados para realizar las mediciones de ruido en el BER.S&R son el 01dB Symphonie (multicanal) y el HEAD Acoustics HMS III.0. (binaural) . Los programas de procesamiento de señal que utilizan son el dBFa y el dBTrait para el Symphonie y el Artemis para el HEAD Acoustics.

El Symphonie consta de dos canales para micrófonos, acelerómetros o sondas de intensidad conectados a una unidad de adquisición que transfiere los datos a un ordenador portátil en tiempo real. Combina varias funciones, registro de señales de audio con espectros en tiempo real y grabaciones de sonidos que pueden reproducirse directamente a través del sistema de audio del ordenador.

El análisis de sonido binaural es el más empleado en la industria en temas de evaluación subjetiva de confort y tiene gran importancia en el sector del automóvil donde se graban sonidos reales mediante cabezas artificiales. Para la simulación del campo sonoro de máquinas y vehículos se utilizan técnicas avanzadas como el beam-forming y la holografía acústica.

El equipo HEAD Acoustics permite grabar señales de sonidos binaurales, analizar los parámetros psicoacústicos y reproducir por auriculares las señales tratadas. Posee conexiones sencillas y se puede transportar para la toma de medidas. Está compuesto por: cabeza artificial, ecualizador, amplificador, software, auriculares y ordenador portátil con su tarjeta de audio.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

4.1.2 Descripción de la prueba.

Para comparar los dos equipos de medida se lleva a cabo una prueba con las mismas condiciones para ambos sistemas. Se han empleado como muestras contactos de un metal y una goma a un lado y dos gomas al otro lado del banco.

La cabeza se sitúa a un lado de las probetas. La distancia entre probetas y las orejas de la cabeza es aproximadamente de 150 mm, según la caracterización llevada a cabo en el apartado 3.2.

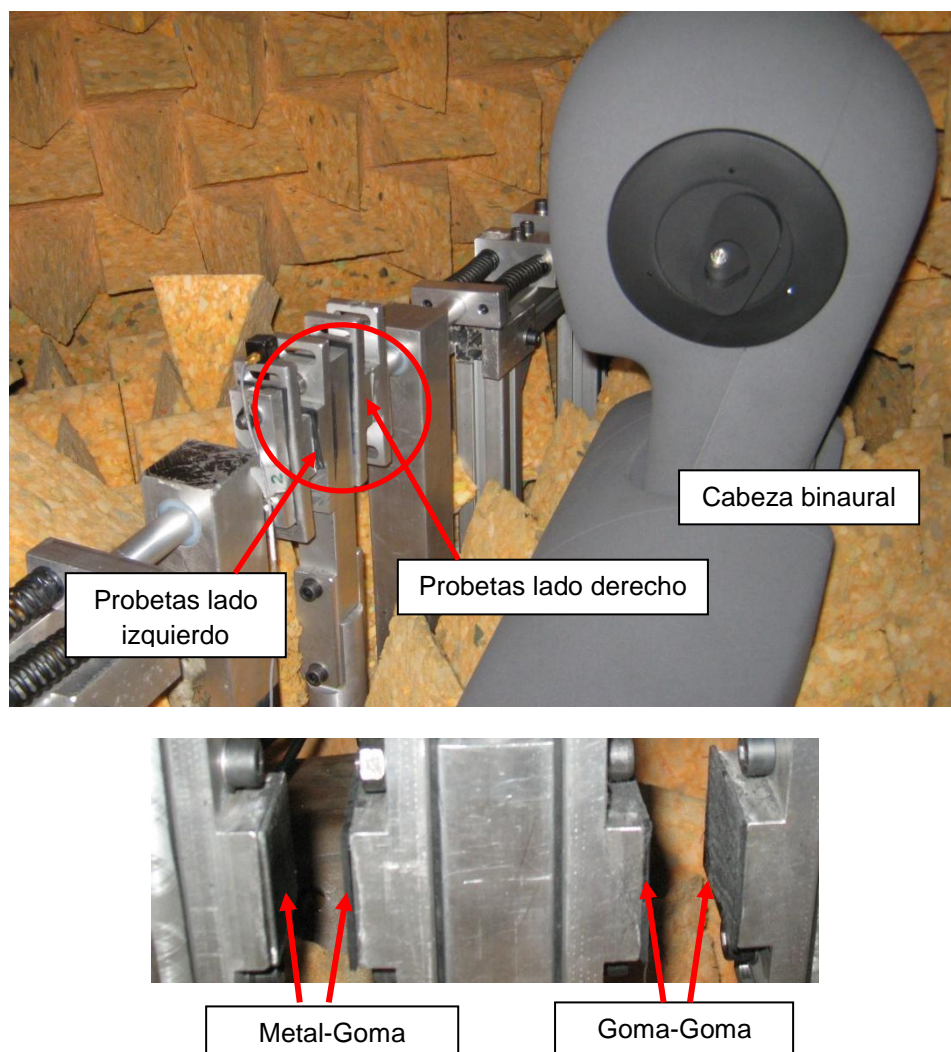


Figura 4.1. Montaje de la prueba comparativa de la cabeza binaural.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

Por otra parte se sitúan los micrófonos enfocados hacia las probetas y conectados al Symphonie. Las distancias son de 150 mm entre las probetas y los micrófonos y las condiciones similares a las del ensayo anterior.



Figura 4.2. Montaje de la prueba comparativa de los micrófonos.

Las condiciones de vibración del sistema durante las pruebas comparativas consisten en:

- Barrido de las frecuencias comprendidas entre 5 y 100 Hz.
- Velocidad de barrido 1 octava por minuto.
- Desplazamiento constante de 2.5 mm entre 5 y 20 Hz seguido de una aceleración constante de 5 g entre 20 y 100 Hz.

4.1.3 Resultados.

En la comparación de prestaciones de ambos equipos se puede apreciar que la cabeza HEAD Acoustic permite obtener los parámetros psicoacústicos (fluctuation strength, loudness, roughness y sharpness) que con el Symphonie no es posible. También dispone de una batería de filtros en serie paso banda y supresión de banda con recálculos inmediatos.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

Como las probetas no son del mismo material se puede comprobar que las diferencias de ruido emitidas por cada conjunto generan distintos niveles de sonido que quedan recogidas por el micrófono del lado correspondiente.

En los resultados del Symphonie el micrófono 1 corresponde al lado de las probetas de metal y goma y el micrófono 2 a las dos probetas de goma.

Canal	Probetas	L_{eq} [dB (A)]
Canal 1	Metal-Goma	77.0
Canal 2	Goma-Goma	75.5

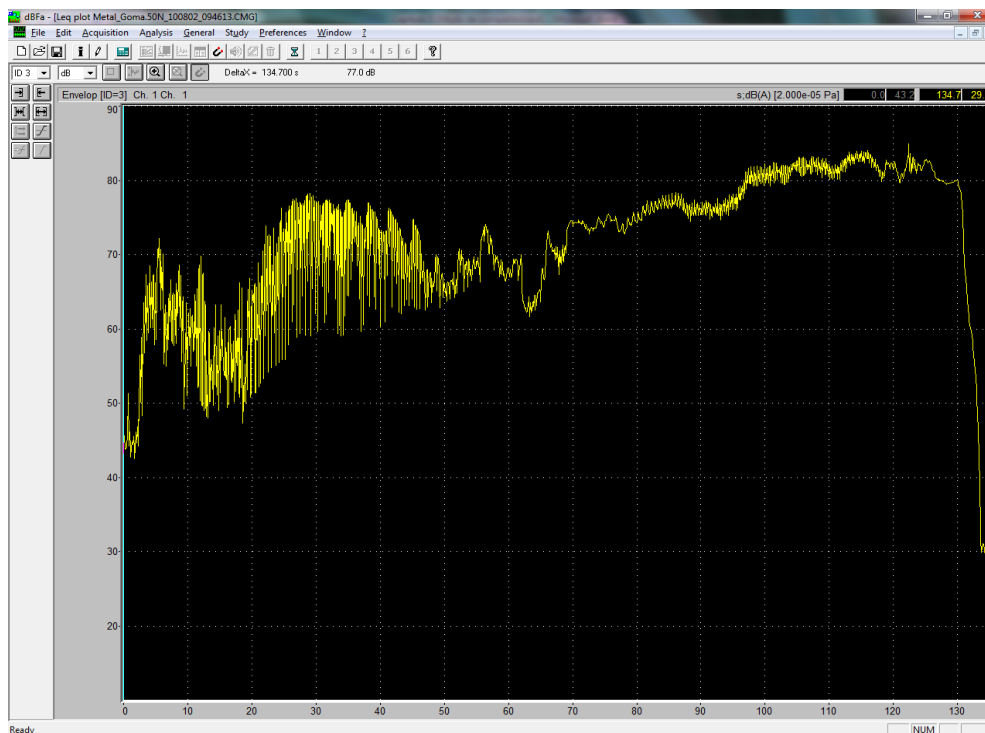


Figura 4.3. Gráfico del nivel equivalente frente al tiempo de ruido en el canal 1 medido con el Symphonie.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

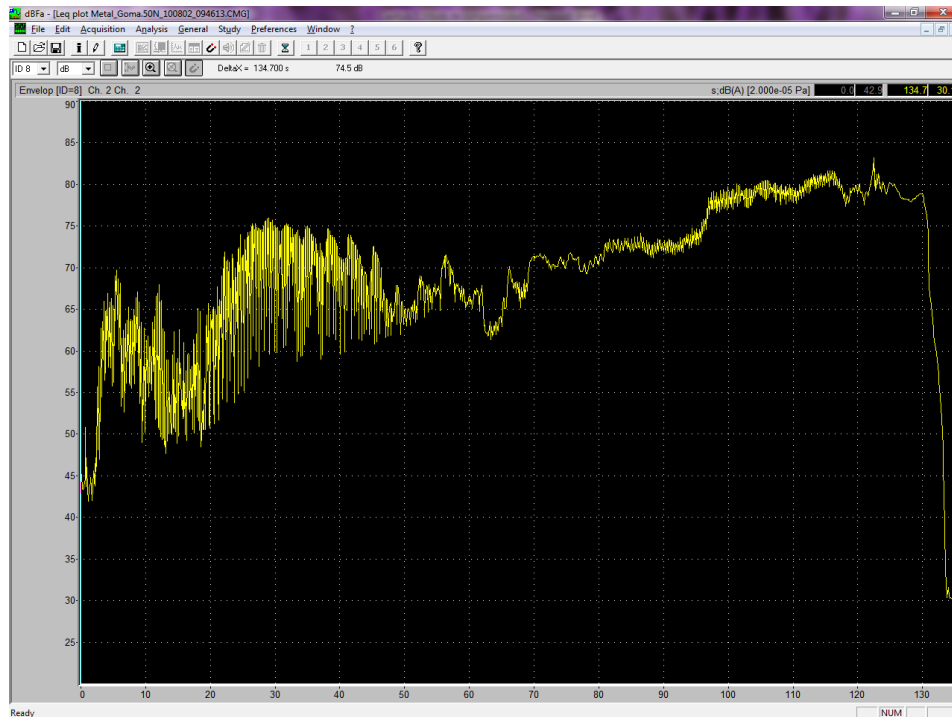


Figura 4.4. Gráfico del nivel equivalente frente al tiempo de ruido en el canal 2 medido con el Symphonie.

Si se toma como referencia la posición del equipo HEAD Acoustics la oreja izquierda corresponde a las probetas de metal y goma y la oreja derecha a las dos probetas de goma. Los resultados son los siguientes:

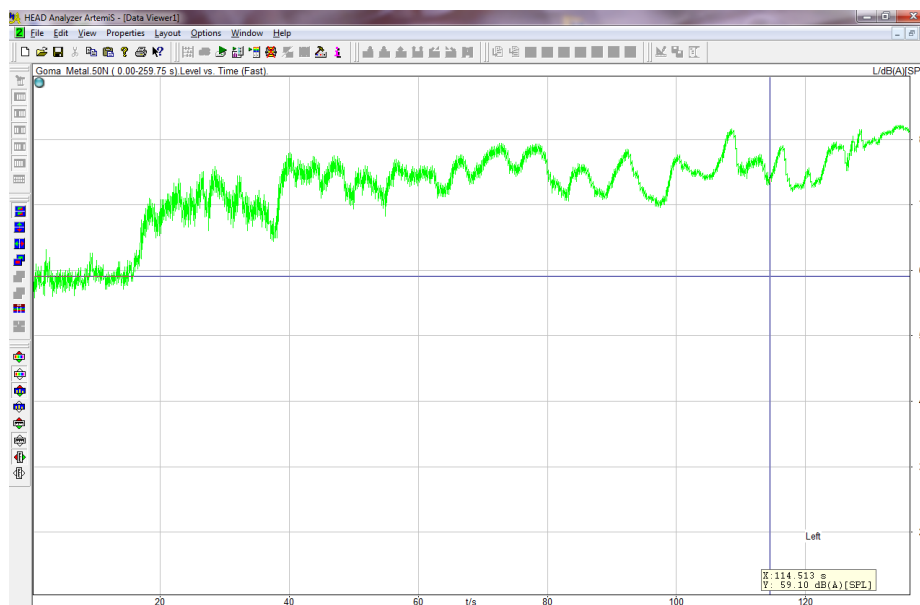


Figura 4.5. Gráfico del nivel equivalente de ruido en la oreja izquierda de la cabeza.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

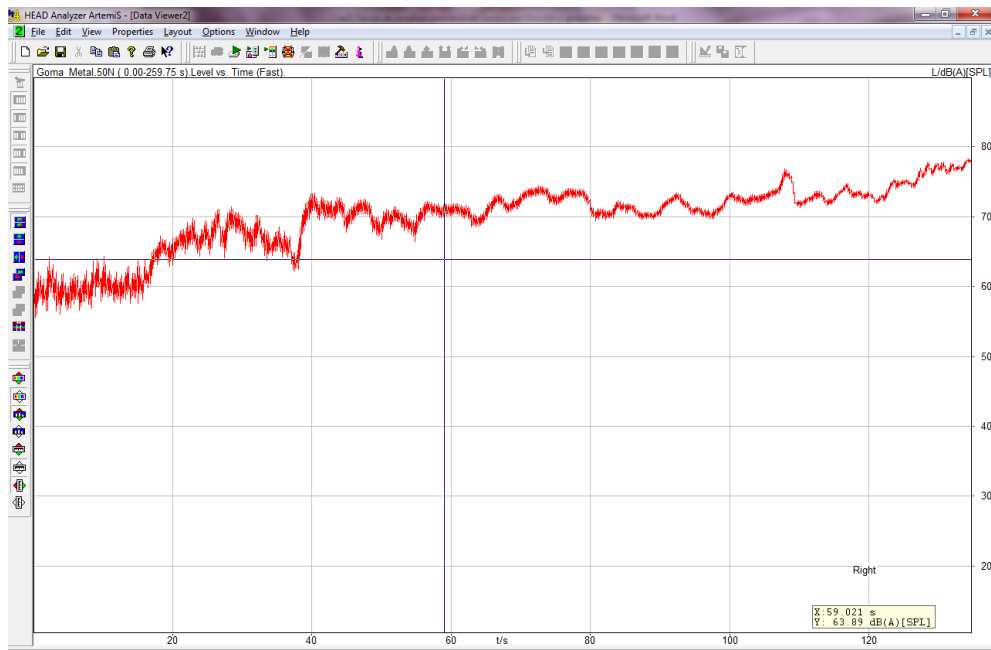


Figura 4.6. Gráfico del nivel equivalente de ruido en la oreja derecha de la cabeza.

Lado	Probetas	L_{eq} [dB (A)]
Izquierdo	Metal-Goma	77.3
Derecho	Goma-Goma	76.2

Se observa como el nivel de ruido recogido por el micrófono 2 y oreja derecha (los que enfocan al par de gomas) son ligeramente inferiores que los recogidos por el micrófono 1 y oreja izquierda (los que enfocan al conjunto goma-metal). Se puede deducir que el ruido generado por rozamiento entre goma-chapa es mayor que el de entre las gomas.

También se aprecia cómo las diferencias de los sonidos emitidos por cada par de materiales queda reflejado en el nivel equivalente con valores próximos y aceptables por los dos equipos utilizados.

Para el análisis de datos el equipo Symphonie posee el potencial de visualizar instantáneamente el espectro promedio de la señal recogida completa o de una zona en concreto.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

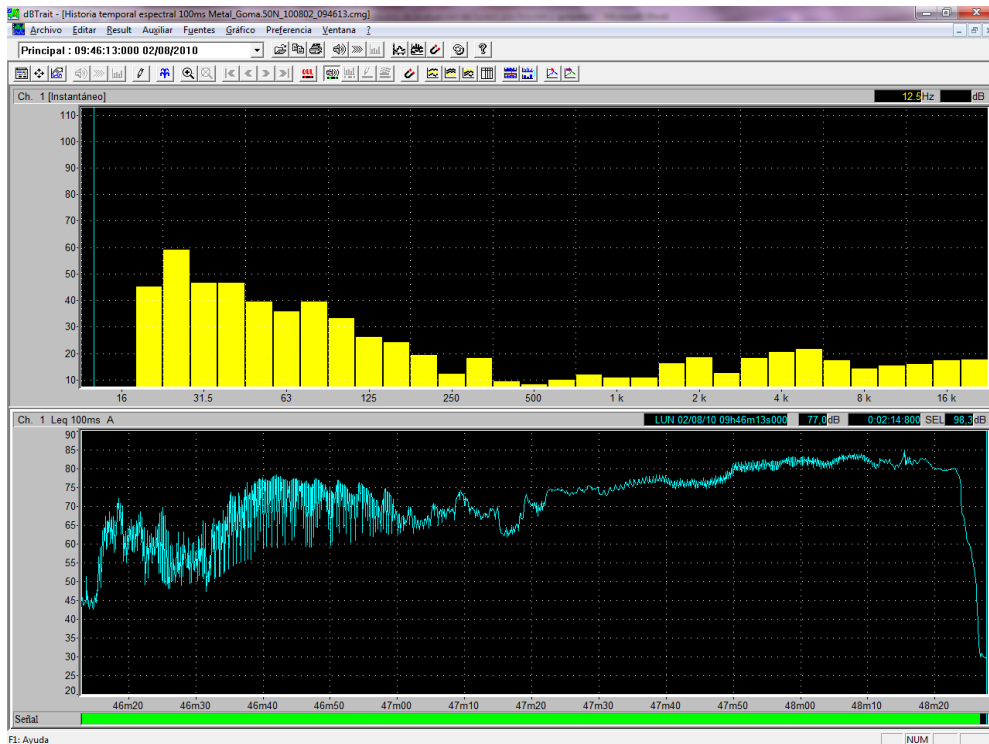


Figura 4.7. Espectro promedio de toda la grabación.

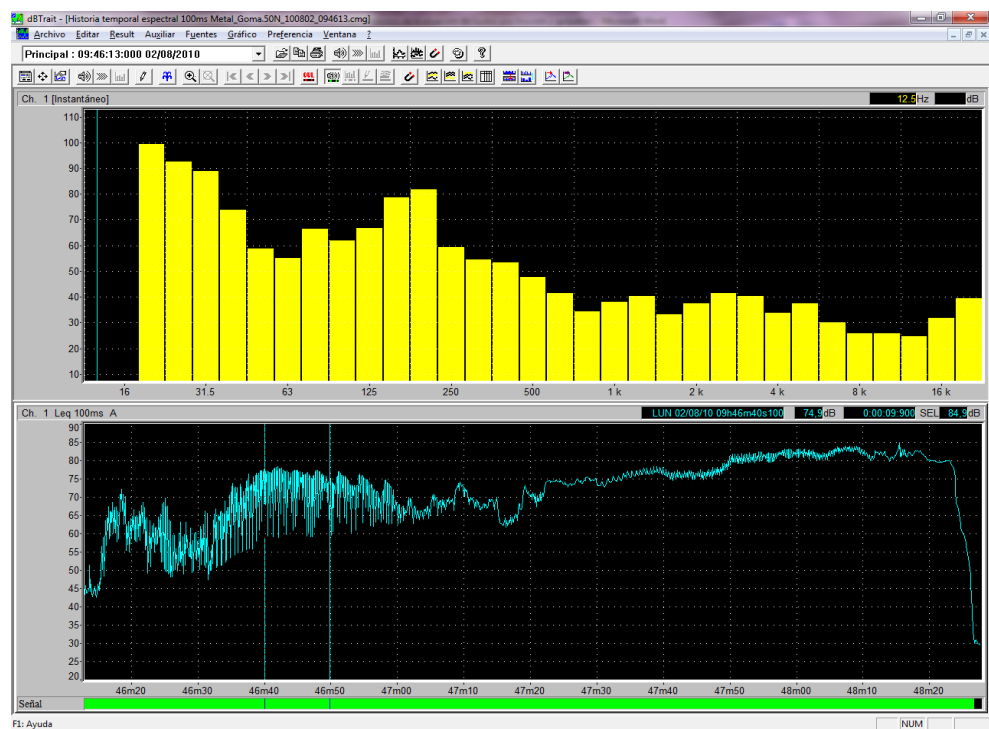


Figura 4.8. Espectro promedio de la zona de interés (entre cursores).

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

Ambos equipos son capaces de proporcionar mapas de colores (diagramas de Campbell) en los que se representa la evolución temporal del espectro de frecuencias de ruido mediante una escala de colores. Con ellos se puede diferenciar con rapidez las zonas de niveles de ruido más elevadas.

En el eje x queda reflejado el tiempo en segundos, en el eje y la frecuencia en hercios y el código de colores cuantifica el nivel de ruido.

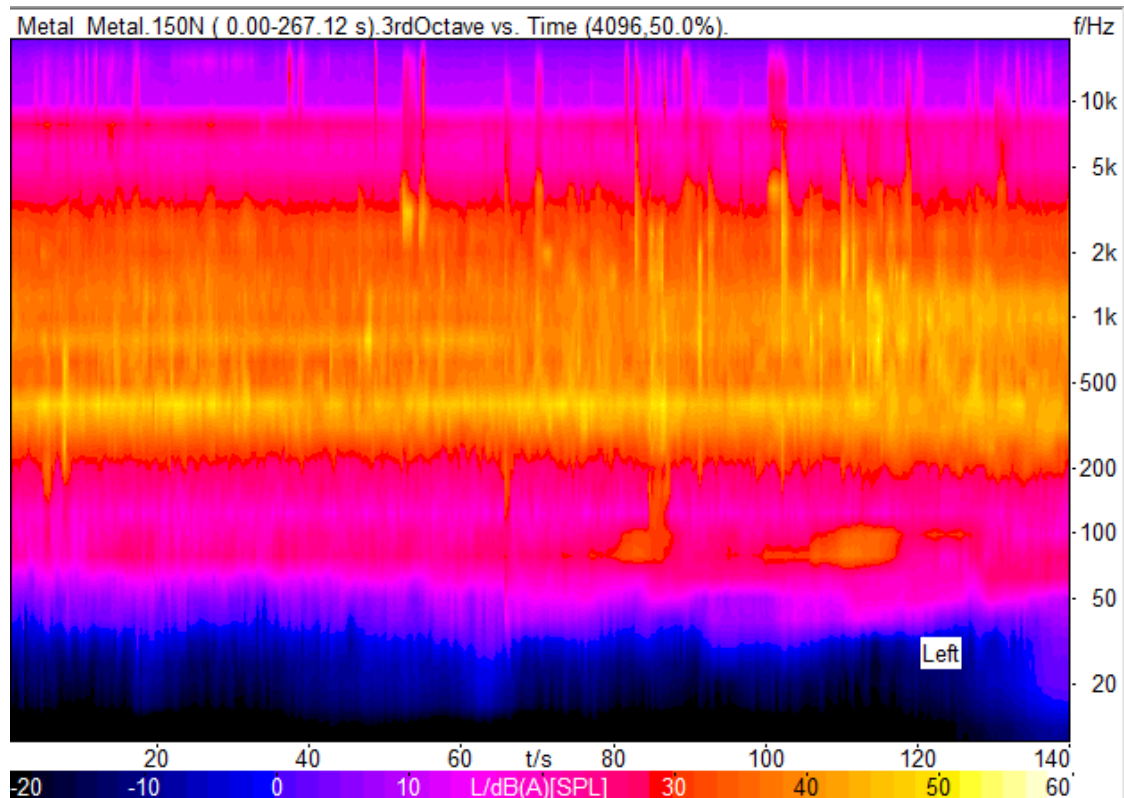


Figura 4.9. Diagrama de Campbell. Evolución del espectro de frecuencias de ruido con el tiempo. Eje x: tiempo; Eje y: frecuencia; Escala de colores: nivel de ruido

4.1.4 Conclusiones.

El sistema de reproducción elegido para el desarrollo del proyecto es el HEAD Acoustics porque se adecúa mejor a las necesidades de identificación de squeak que debe tener el banco de pruebas. Además es el sistema que capta el sonido de forma más semejante a como lo percibimos los seres humanos siendo este un factor muy importante para hacer estudios subjetivos. También resaltar la alta utilidad de las medidas binaurales en la industria del automóvil, sector en el que cobran gran importancia los temas de S&R, tanto en los

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

análisis en fase de desarrollo de producto como los ensayos en la fase de homologación.

4.2 Parámetros para evaluar el ruido de fricción en distintos materiales.

4.2.1 Objetivos.

Una vez elegido el equipo HEAD Acoustics como registrador de señales y su posterior tratamiento se va a proceder a analizar los ensayos iniciales con cada tipo de materiales para comprobar qué parámetros son los que permiten detectar los ruidos relacionados con la fricción.

4.2.2 Descripción prueba.

La preparación y el ensayo para buscar los parámetros psicoacústicos más representativos en cada material consiste en la colocación de las muestras pegadas en los portaprobetas. La cabeza binaural se sitúa a una distancia de 150 mm cada oído de las probetas dentro de la cámara anecoica y conectada al ordenador portátil.

Una vez posicionados se procede a la compresión de los muelles para aplicar la fuerza normal correspondiente. Se cierra la cámara, se activa el vibrador y finalmente se pone a grabar el equipo binaural.

Los ensayos se repiten con los distintos materiales de estudio: metal, goma, nylon y metacrilato.

4.2.3 Metodología de análisis para identificación de ruido por fricción.

El análisis llevado a cabo para la identificación de los ruidos procedentes al squeak es el siguiente:

1. Se emplea el diagrama de Campbell para analizar la presencia de ruido mediante el mapa de colores
2. Se analiza el audio de la señal, identificando las zonas de posible squeak.
3. Se postprocesa la señal aplicando filtros para dejar solo los intervalos frecuenciales con ruido de squeak.
4. Analizar qué parámetros psicoacústicos son más sensibles para la detección del squeak.

4.2.4 Resultados y análisis.

Siguiendo el esquema del punto anterior se procede a analizar los registros obtenidos en los ensayos.

Cabe destacar que los ruidos procedentes del squeak se han detectado al principio, con frecuencias de movimiento del banco bajas, cuando las frecuencias son altas se producen otros ruidos de fondo procedentes del propio funcionamiento del BER.S&R, lo que dificulta la detección del squeak. Por este motivo la curva de ensayos ha sido reducida a un barrido de 5 a 20 Hz.

Goma- Aluminio en el lado izquierdo y Goma-Goma en el lado derecho.

1. Diagrama de Campbell.

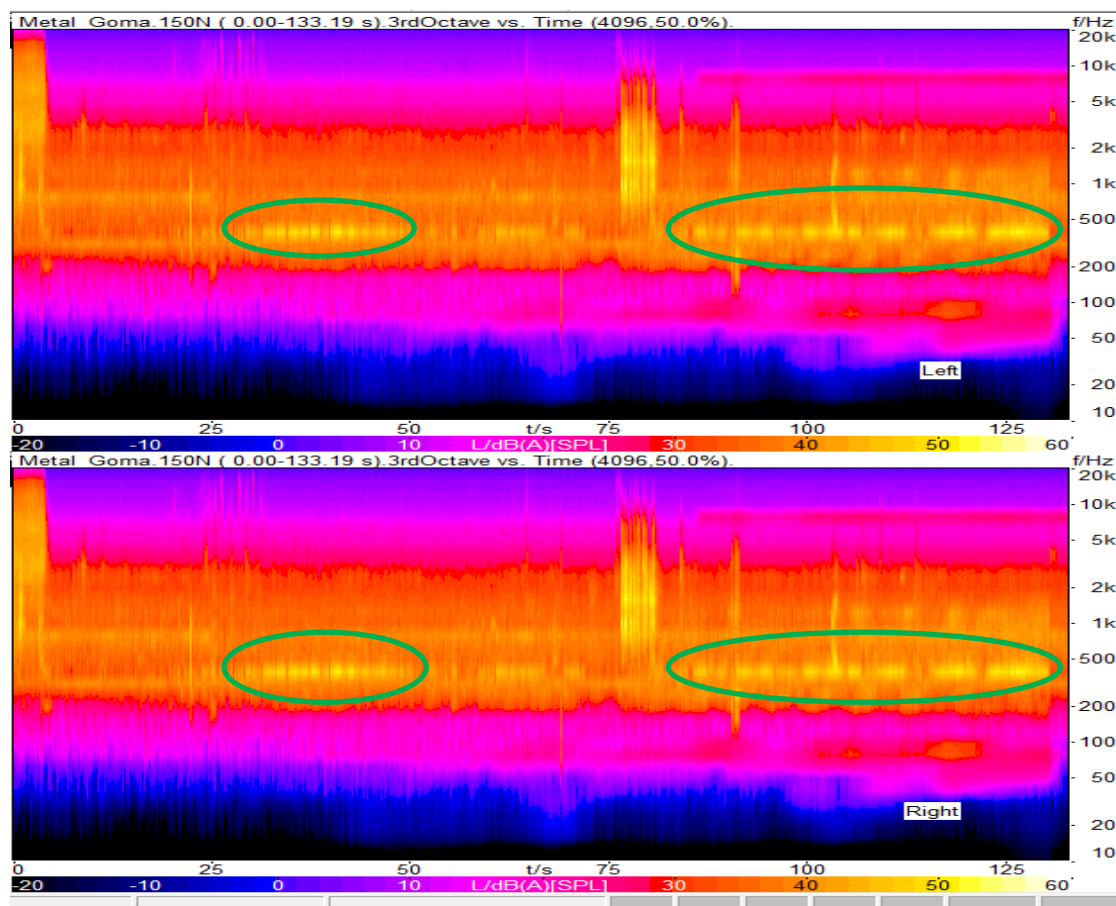


Figura 4.10. Diagrama de Campbell de las probetas de (metal-goma) y (goma-goma).

2. Se aprecian unas posibles zonas de squeak marcadas en la figura 4.8. en el intervalo de 25 a 50 segundos (frecuencia de movimiento del vibrador f_{ex} entre 6 y 9 Hz) y en el tramo entre 80 y 130 s ($f_{ex} = 12$ a 22

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

Hz) hay ruido en una frecuencia próxima a 400 Hz. El ruido inicial y el de en torno al segundo 80 es ajeno al BER.S&R.

3. El filtro utilizado es el paso banda de 400 Hz.

4.

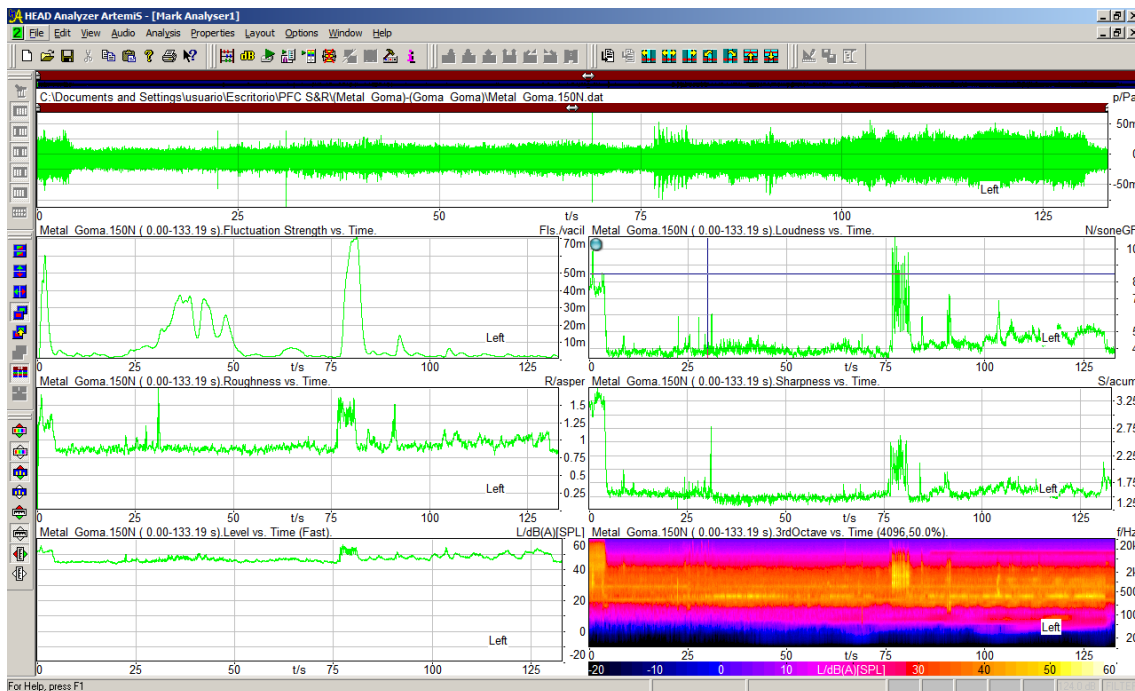


Figura 4.11. Diagramas de parámetros psicoacústicos frente al tiempo correspondientes a (aluminio-goma) y (goma-goma).

La primera zona de squeak queda bien reflejada en el gráfico del Fluctuation Strength pero del segundo tramo no da referencias. El Loudness destaca este segundo tramo mejor pero el del principio apenas lo remarca. Roughness y Sharpness no son sensibles con el ruido de squeak y no destacan nada de zonas mencionadas.

Cabe destacar que la zona de squeak el Fluctuation Strength lo muestra con valores más altos y el Loudness además de valores más altos se observa una mayor variabilidad con el tiempo.

Nylon-Nylon.

1. Diagrama de Campbell.

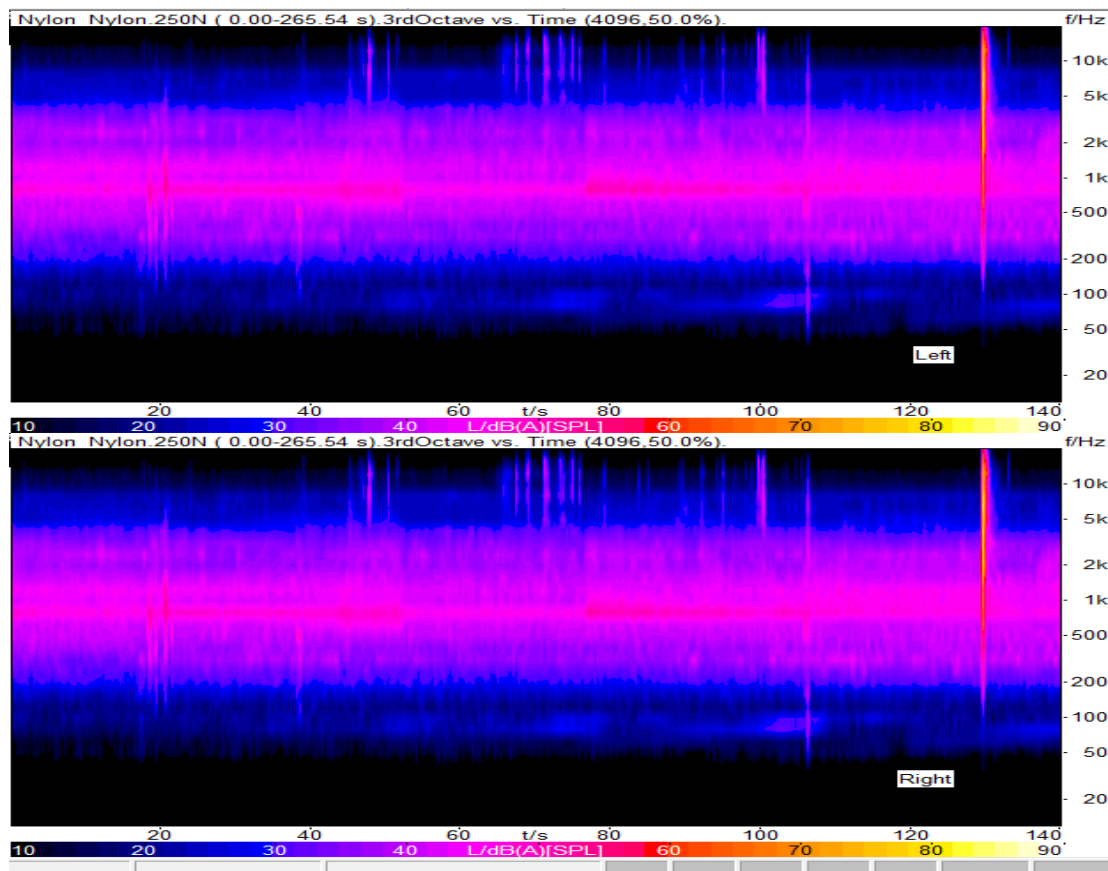


Figura 4.12. Diagrama de Campbell de las probetas de nylon.

2. En la figura 4.10. no se aprecia ninguna zona de squeak.

Se puede interpretar en base a estos resultados que la fricción entre dos materiales de nylon no provoca squeak en las condiciones del ensayo.

Aluminio-Aluminio.

1. Diagrama de Campbell.

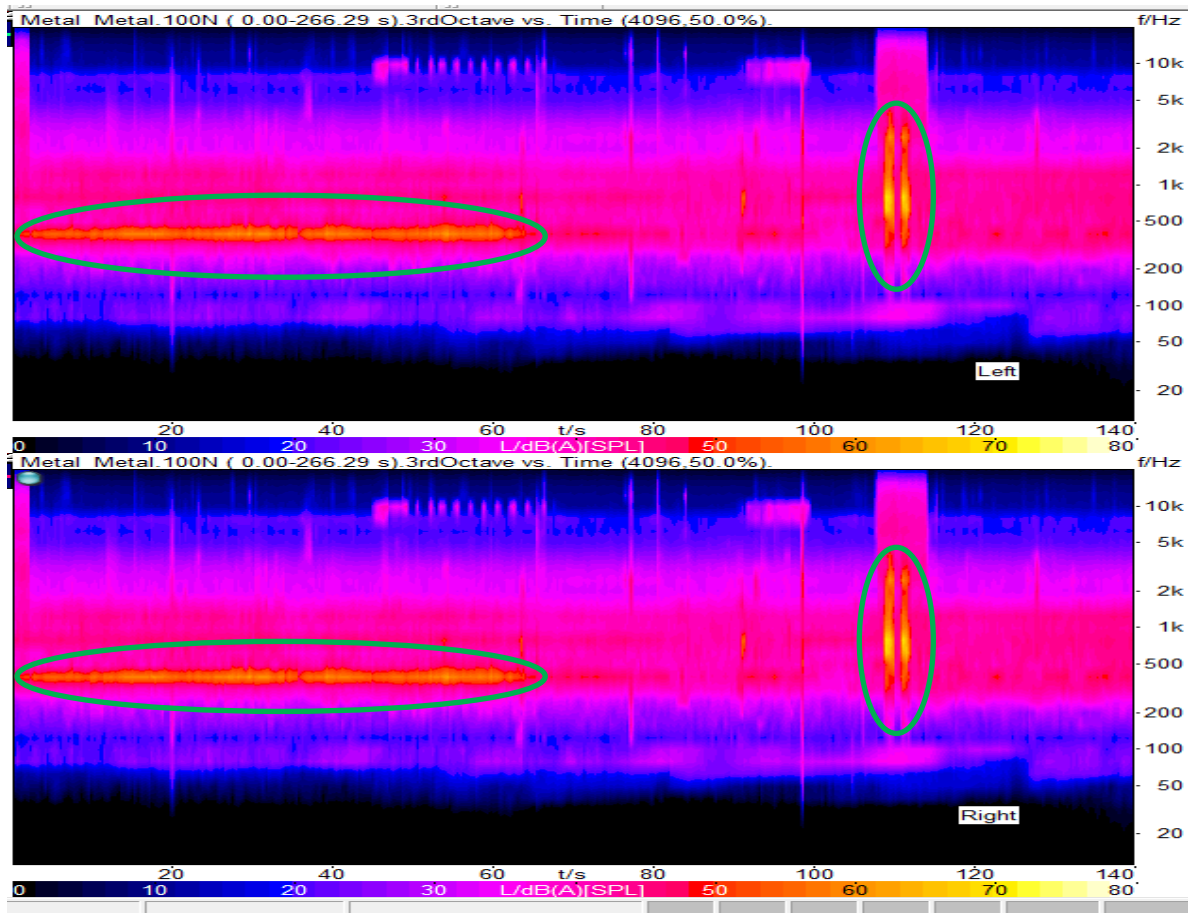


Figura 4.13. Diagrama de Campbell de las probetas de metal.

2. Se aprecia una posible zona de squeak marcada en la figura 4.11. en la parte inicial (f_{ex} entre 5 y 10 Hz) en la frecuencia de 350 Hz. El ruido en torno al segundo 110 es ajeno al BER.S&R.
3. El filtro utilizado es el paso banda de 350 Hz.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

4.

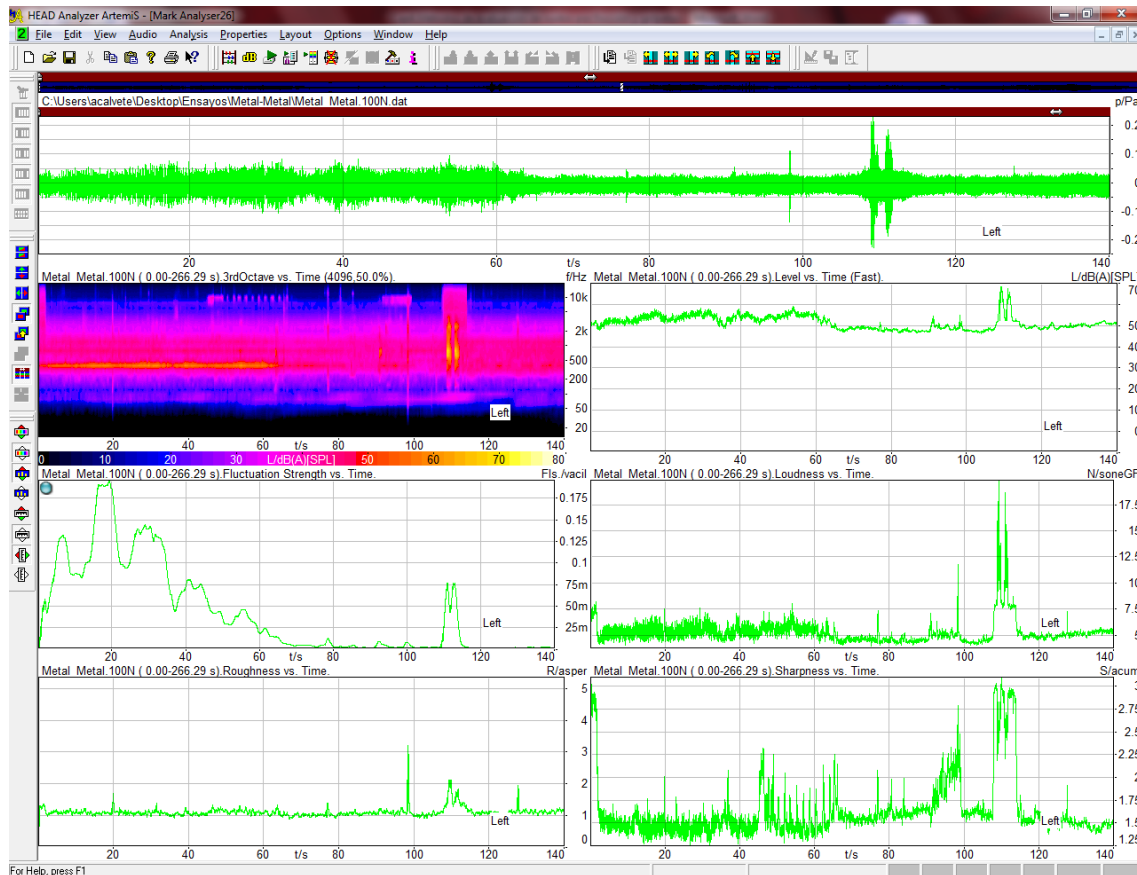


Figura 4.14. Diagramas correspondientes al metal.

El Fluctuation Strength tiene una correlación clara con el tramo de squeak localizado en la audición de la señal temporal. El Loudness destaca la zona inicial pero también marca el ruido del segundo 70 que es ajeno al BER.S&R. Roughness no muestra diferencias en la zona inicial y Sharpness no lo deja muy claro.

Metacrilato-Metacrilato.

1. Diagrama de Campbell.

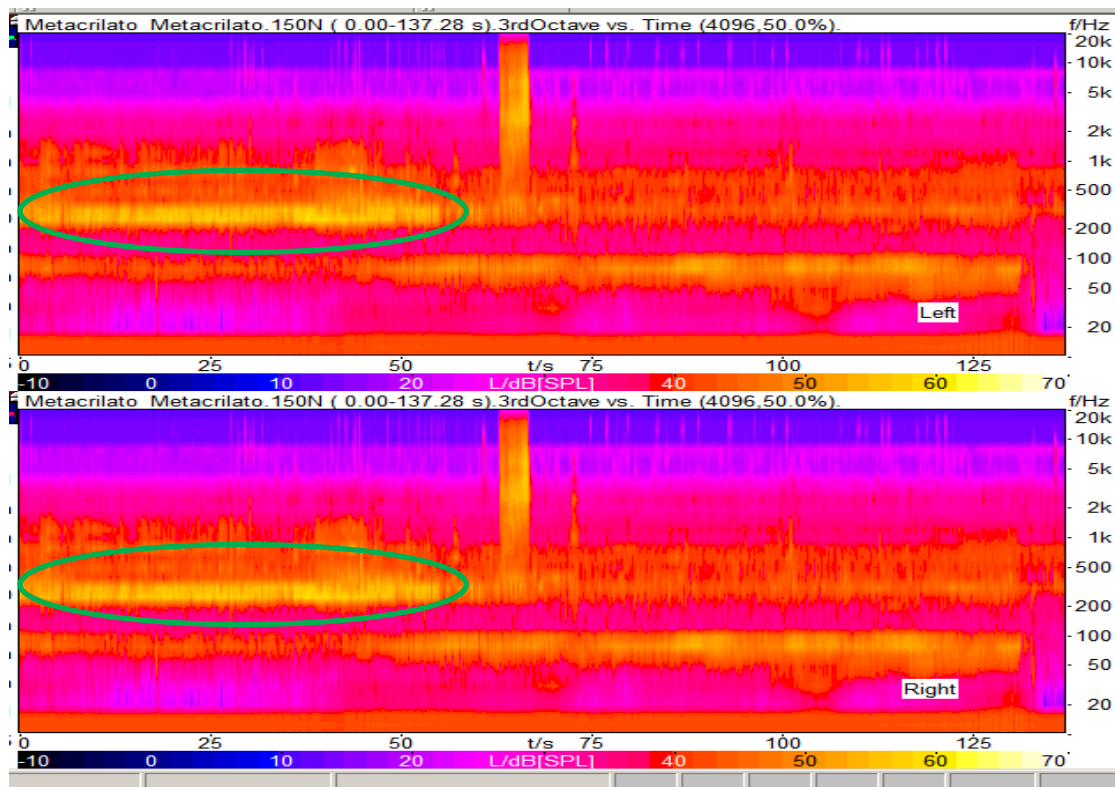


Figura 4.15. Diagrama de Campbell de las probetas de metacrilato.

2. Se aprecia una posible zona de squeak marcada en la figura 4.13 desde el inicio hasta los 60 segundos (f_{ex} entre 5 y 10 Hz) en la frecuencia de 300 Hz. El ruido en torno al segundo 70 es ajeno al BER.S&R.
3. El filtro utilizado es el paso banda de 300 Hz.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

4.

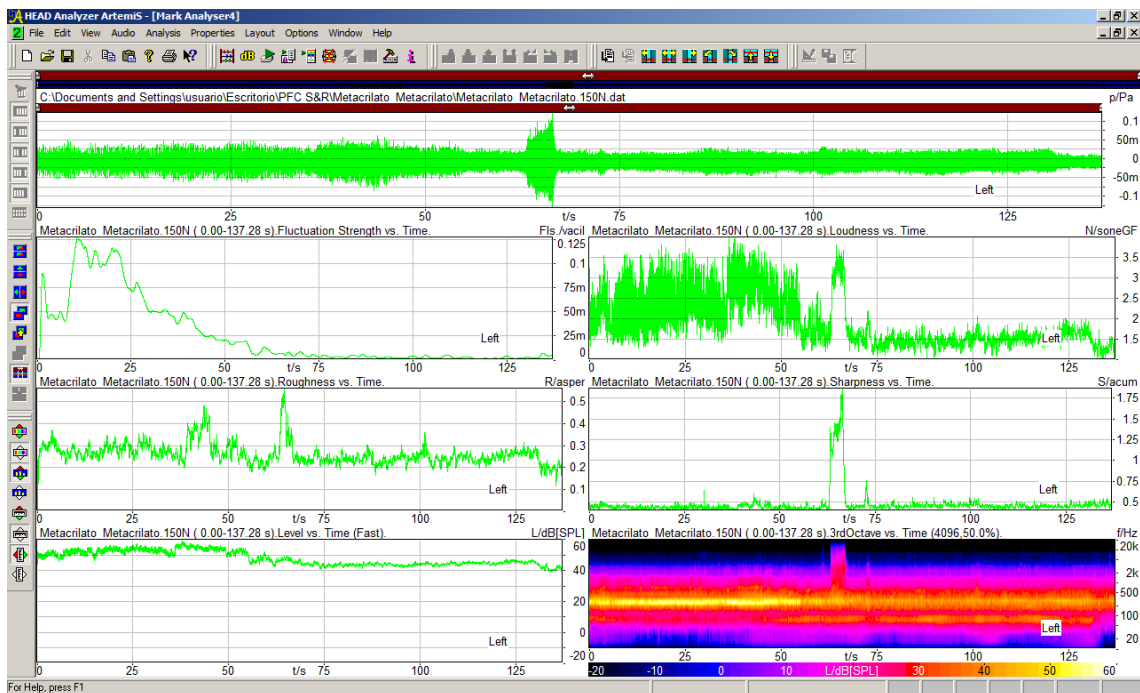


Figura 4.16. Diagramas correspondientes al metacrilato.

El Fluctuation Strength tiene una correlación clara con el tramo de squeak localizado en la audición de la señal temporal. El Loudness destaca la zona inicial pero también marca el ruido del segundo 70 que es ajeno al BER.S&R. Tanto Roughness como Sharpness aportan poca información en relación con el squeak.

Capítulo 4. Métodos de evaluación de ruidos por fricción.

4.2.4 Conclusiones.

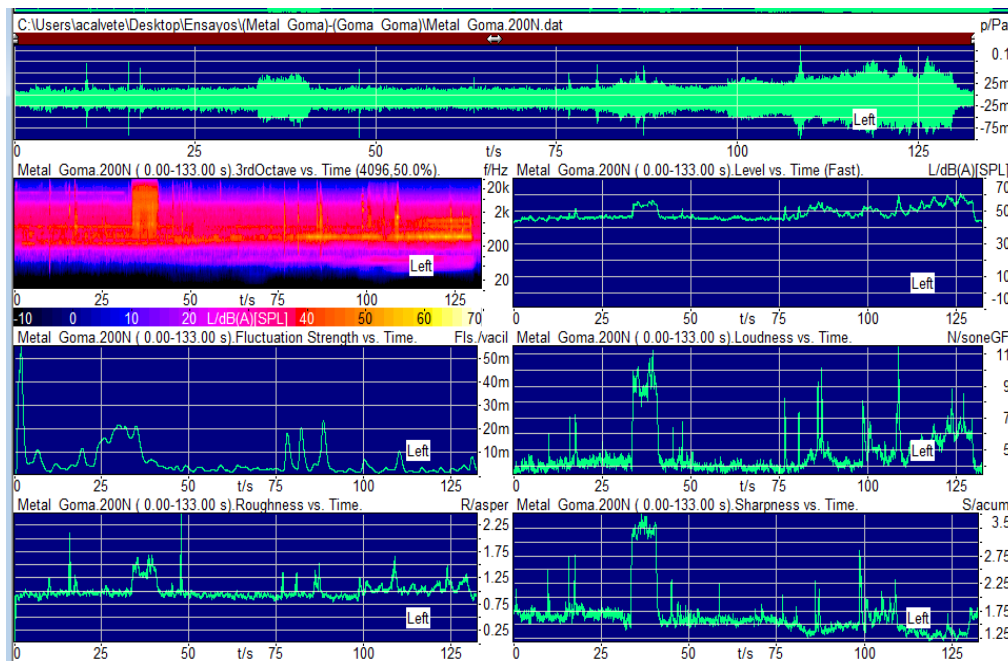
Para obtener la lista de parámetros que permiten evaluar el ruido de fricción para cada material se comparan los resultados analizados en el apartado anterior. Las conclusiones que se sacan quedan reflejadas en la siguiente tabla.

Materiales	Parámetros que permiten evaluar el ruido por fricción
Goma-metal	Fluctuation Strength y Loudness
Aluminio-aluminio	Fluctuation Strength y Loudness
Metacrilato-metacrilato	Fluctuation Strength y Loudness

Cuando se produce el ruido de squeak, se detecta un notable aumento en el nivel de fluctuation strenght, mientras el loudness aumenta de forma menos acusada. La variación del loudness en el tiempo presenta rápidas oscilaciones cuando se está produciendo squeak.

Capítulo 5:

ENSAYOS PARA EVALUAR EL RUIDO POR FRICCIÓN GENERADO EN CONTACTOS DE DISTINTOS MATERIALES



CAPÍTULO 5: Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

5.1 Objetivo de los ensayos.

El objetivo de estos ensayos es el de evaluar el ruido por fricción de los distintos tribopares nombrados en el capítulo anterior. Para ello se van a realizar una serie de ensayos variando factores como la fuerza normal ejercida sobre las probetas, la amplitud de desplazamiento relativo entre los materiales y la frecuencia del movimiento vibratorio aplicado a las probetas.

5.2 Condiciones de los ensayos.

Los ensayos sobre los distintos tribopares se realizan en las siguientes condiciones:

-Movimiento vibratorio entre probetas:

- Fuerza normal: 50 N, 100 N, 150 N, 200 N, 250 N, 300 N.
- Equipo de análisis de ruido utilizado: HEAD Acoustics HMS III.0.
- Rango de frecuencias: entre 5 y 100 Hz.
- Perfil de vibraciones:

Amplitud constante de ± 5 mm entre 5 y 22 Hz.

Aceleración constante de 10 g entre 22 y 100 Hz.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

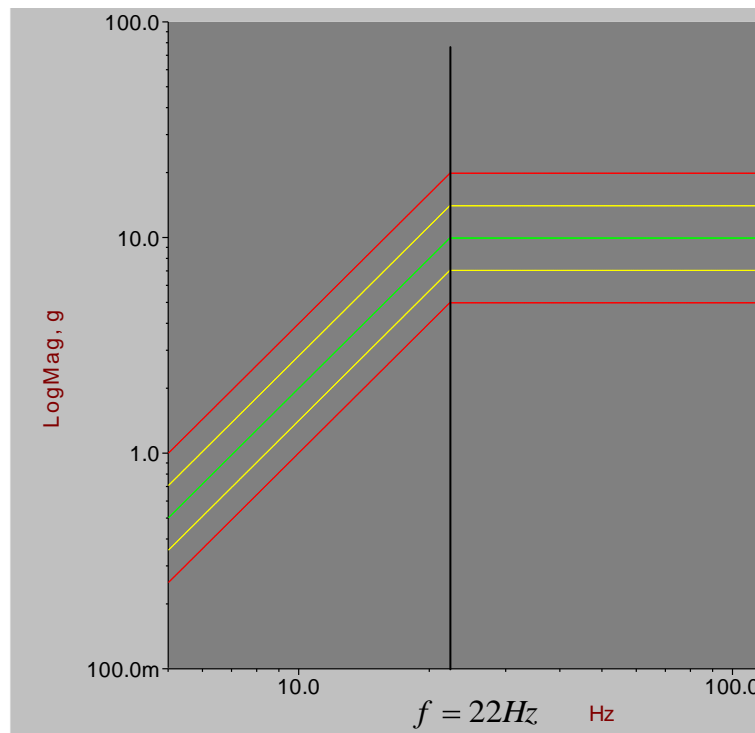


Figura 5.1. Curva de ensayos.

5.3 Resultados de las pruebas.

Se va a comparar para cada tribopar sus parámetros más representativos (obtenido en el apartado 4.2) atendiendo a las variaciones en la fuerza normal, frecuencia de vibración y amplitud.

Como nota general para todos los materiales ensayados cabe destacar que el ruido de squeak se produce en la parte inicial de los ensayos, con frecuencias de vibración bajas. Cuando las frecuencias de vibración son altas los ruidos que se registran son ruidos de fondo del funcionamiento del banco, generados por la vibración del utillaje y la estructura de la cámara anecoica. Por este motivo los primeros ensayos se realizaron entre 5 y 100 Hz aunque la zona de análisis queda reducida hasta los 20 Hz.

Con el parámetro de la variación de la fuerza normal se procede a un estudio del squeak generado en las probetas de goma, aluminio y metacrilato.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

Tribopar 1: Goma - goma.

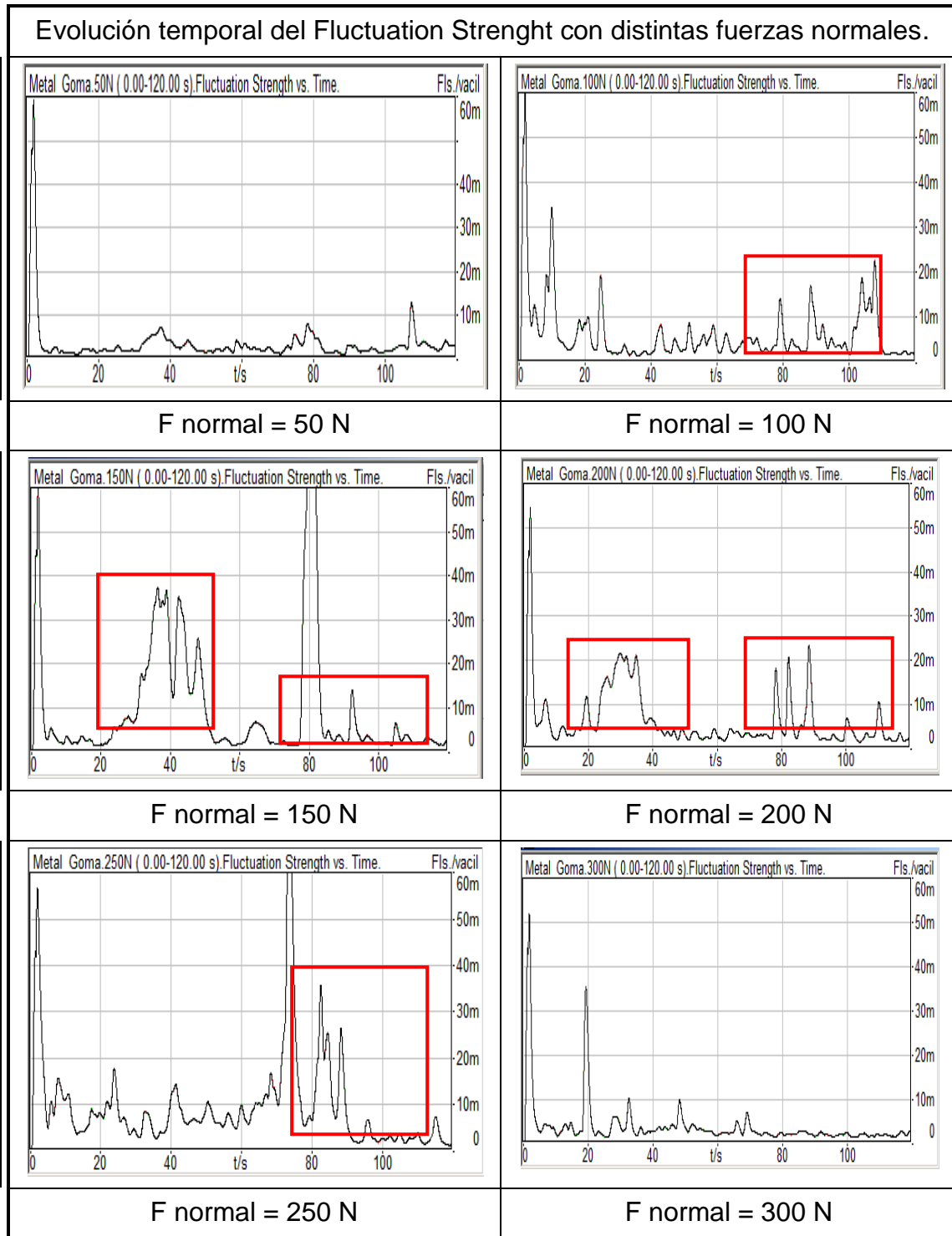


Figura 5.2. Gráfica del parámetro Fluctuation Strength para varias medidas de fuerza normal en la goma.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

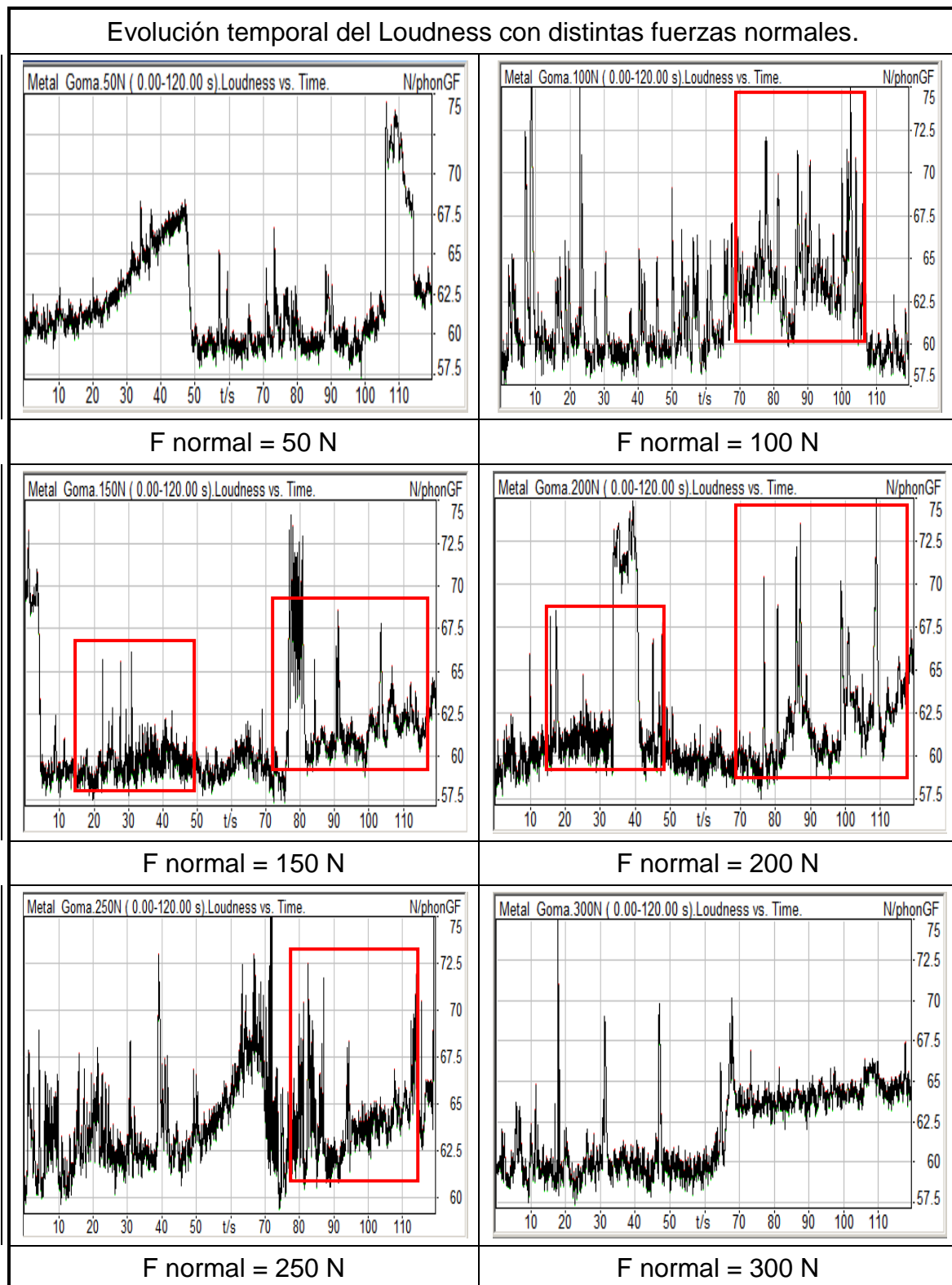


Figura 5.3. Gráfica del parámetro Loudness para varias medidas de fuerza normal en la goma.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

Fuerza normal (N)	Squeak	Frecuencia excitación vibrador (Hz)	Frecuencia ruido squeak (Hz)	L_{eq} [dB(A)]	Fluctuation Strength (mvacil)	Loudness (phon)
50	No	-	-	-	-	-
100	Sí	11-17	350	49,4	6,6	64,0
150	Sí	6-9	400	46,7	16,5	61,9
		12-20	400	48,8	3,0	65,1
200	Sí	6-9	400	46,4	11,7	60,9
		12-20	400	51,7	4,7	62,6
250	Sí	14-18	450	54,9	3,0	64,4
300	No	-	-	-	-	-

Tabla 5.1. Comparación de varios parámetros en el ensayo de la goma.

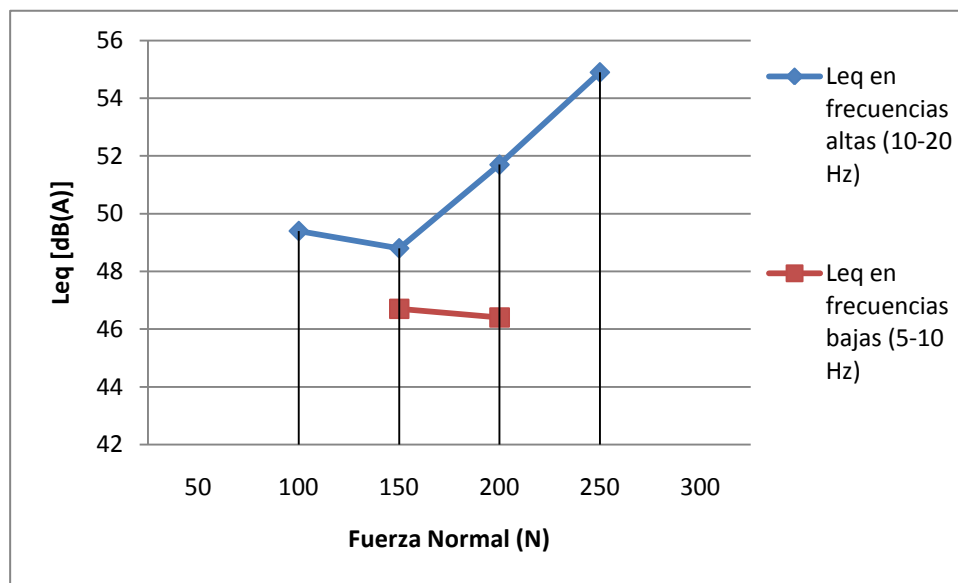


Figura 5.4. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el nivel sonoro equivalente en los ensayos de las probetas de goma.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

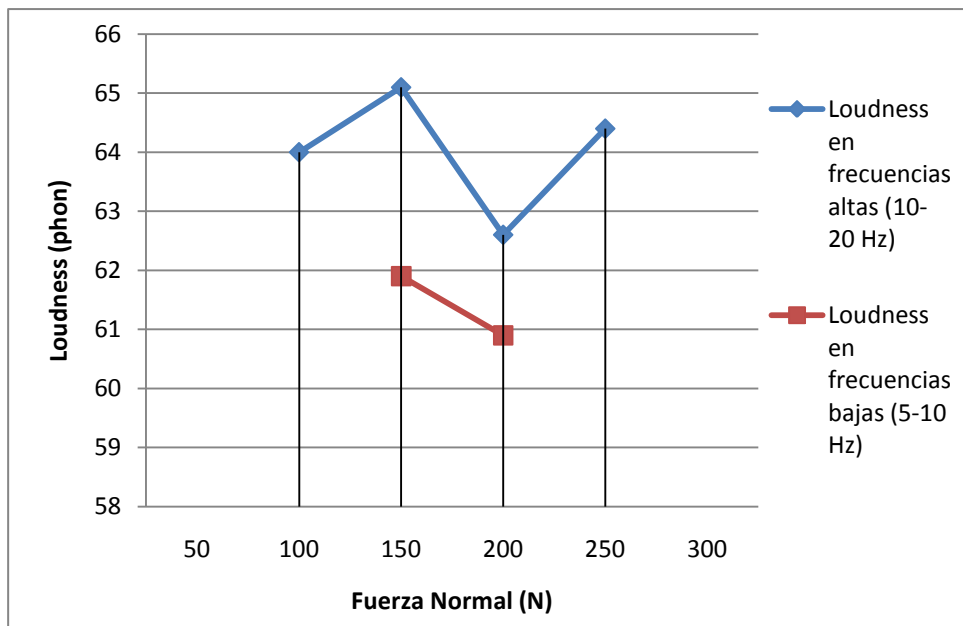


Figura 5.5. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el Loudness equivalente en los ensayos de las probetas de goma.

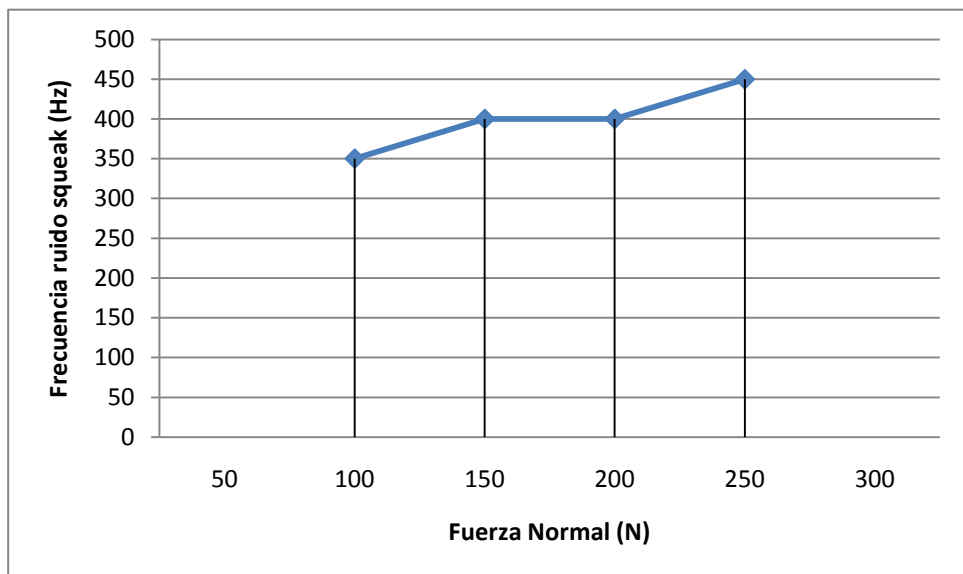


Figura 5.6. Gráfica que relaciona la fuerza normal con la frecuencia del ruido de squeak en los ensayos de las probetas de goma.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

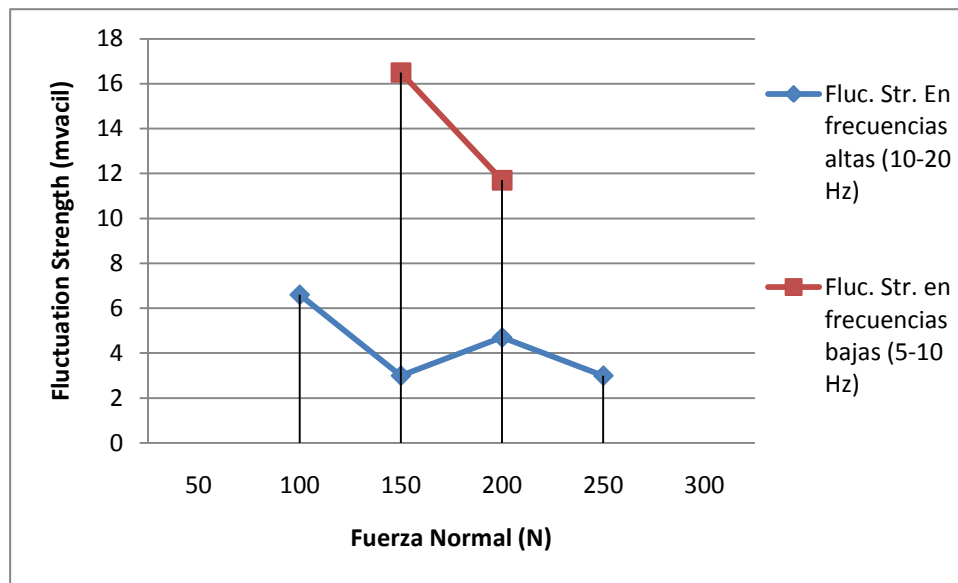


Figura 5.7. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el Fluctuation Strength del squeak en los ensayos de las probetas de goma.

A partir de las figuras anteriores se puede observar lo siguiente para el tribopar de goma-goma:

- Los niveles del parámetro Fluctuation Strength son más elevados cuando se produce squeak en frecuencias de excitación bajas. En las gráficas de nivel equivalente y Loudness ocurre lo contrario, los valores son mayores para frecuencias de excitación altas.
- El nivel equivalente del ruido squeak aumenta conforme aumenta la fuerza normal.
- La frecuencia del ruido squeak aumenta conforme aumenta la fuerza normal.
- El squeak aparece por distintas zonas de toda la historia temporal, con distintas frecuencias de excitación.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

Tribopar 2: Aluminio – aluminio.

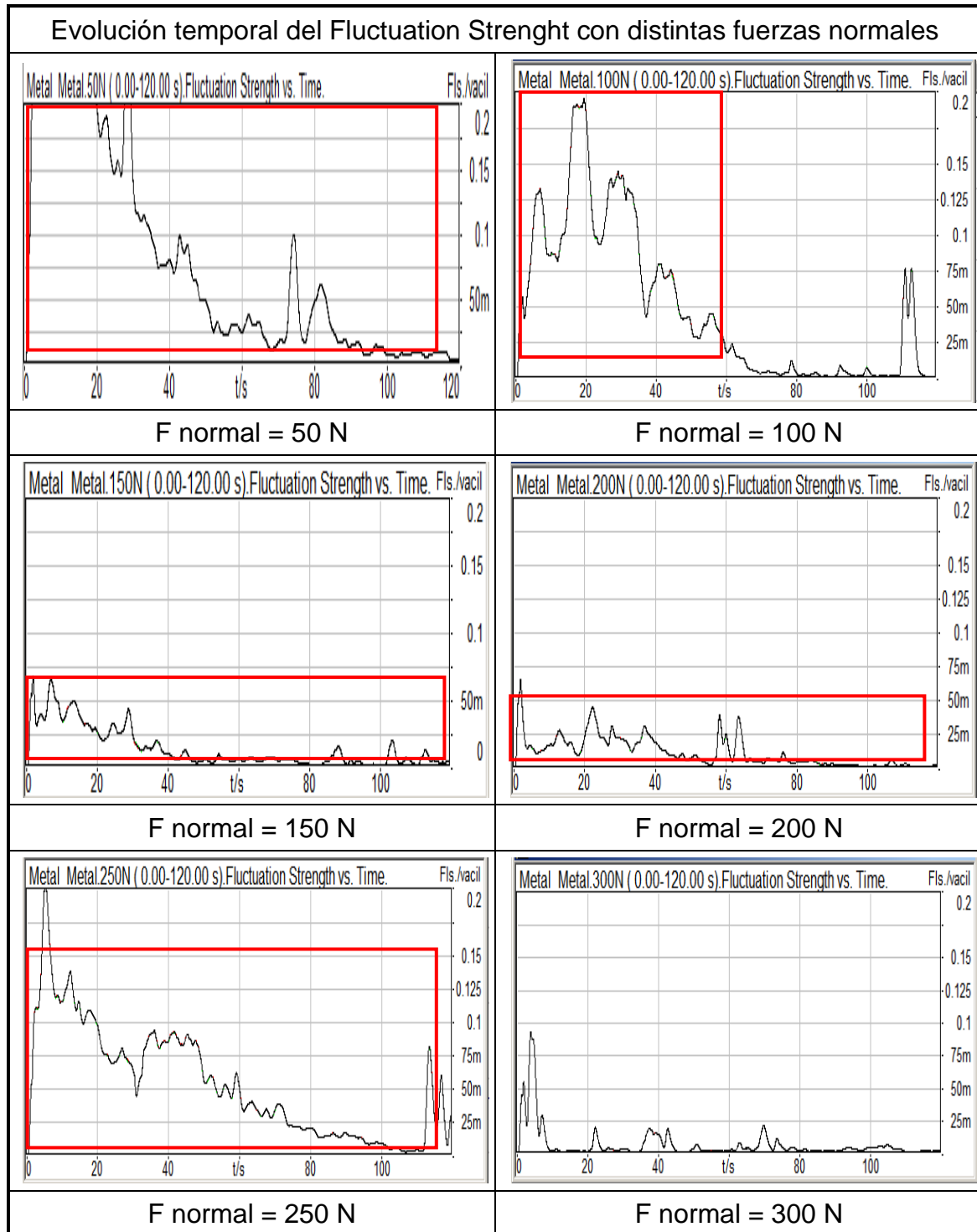


Figura 5.8. Gráfica del parámetro Fluctuation Strength para varios niveles de fuerza normal en probetas de aluminio.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

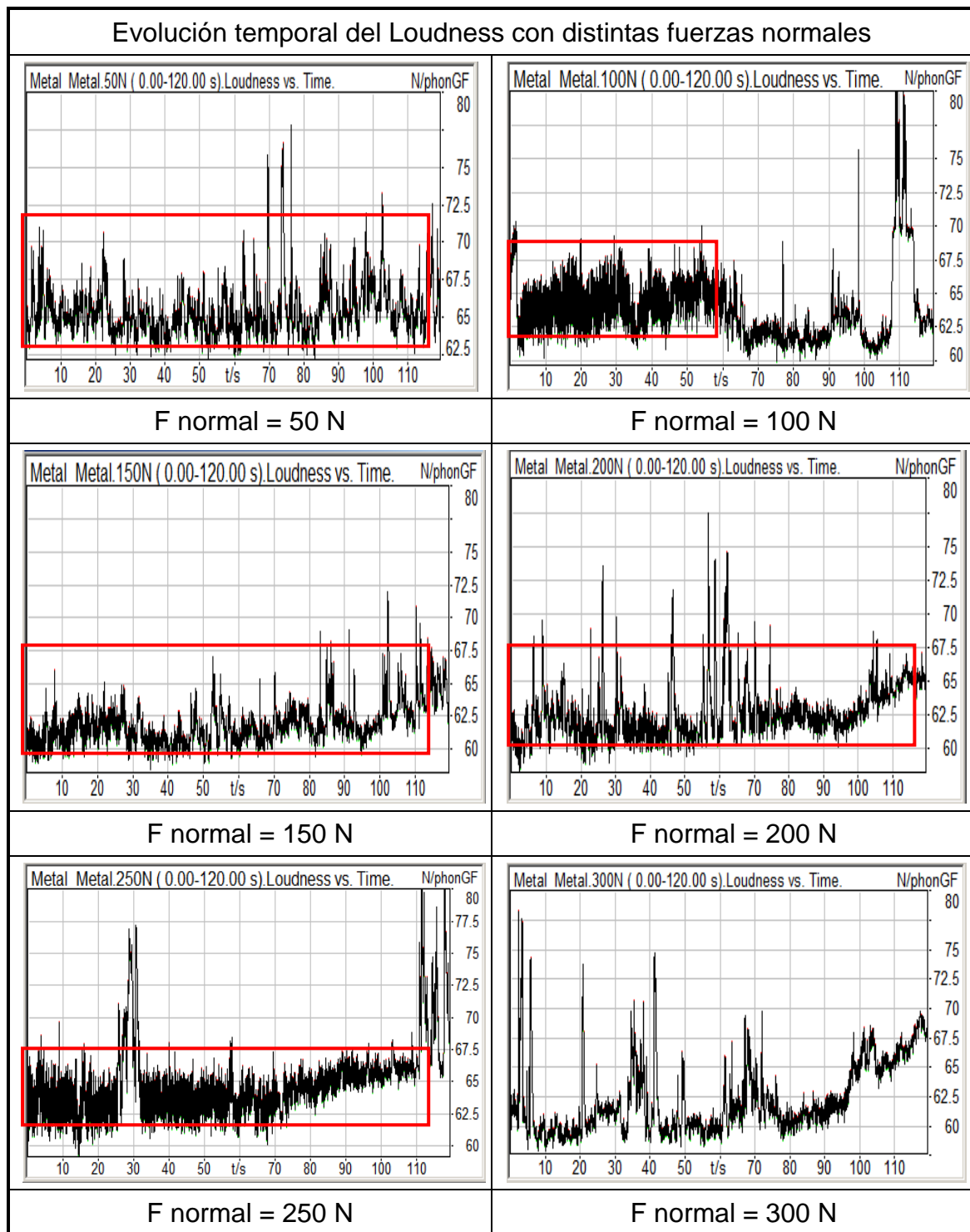


Figura 5.9. Gráfica del parámetro Loudness para varios niveles de fuerza normal en probetas de aluminio.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

Fuerza normal (N)	Squeak	Frecuencia excitación vibrador (Hz)	Frecuencia ruido squeak (Hz)	L_{eq} [dB(A)]	Fluctuation Strength (mvacil)	Loudness (phon)
50	Sí	5-20	300	69,9	93,1	79,6
100	Sí	5-10	350	66,8	115,0	78,1
150	Sí	5-20	350	70,2	114,0	78,6
200	Sí	5-20	350	70,7	94,8	80,1
250	Sí	5-20	400	70,3	91,7	77,9
300	No	-	-	-	-	-

Tabla 5.2. Comparación de varios parámetros en el ensayo del aluminio.

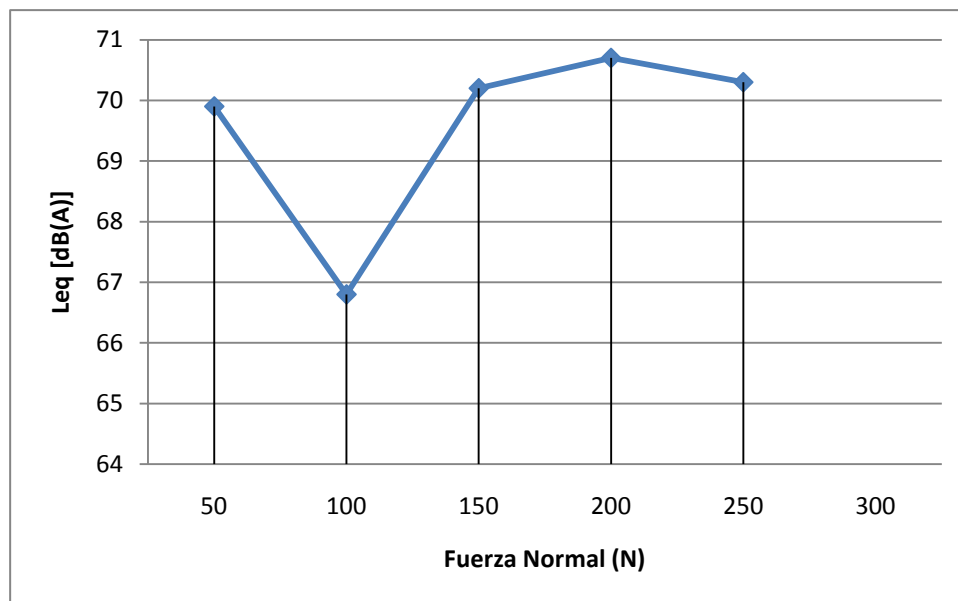


Figura 5.10. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el nivel sonoro equivalente en los ensayos de probetas de aluminio.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

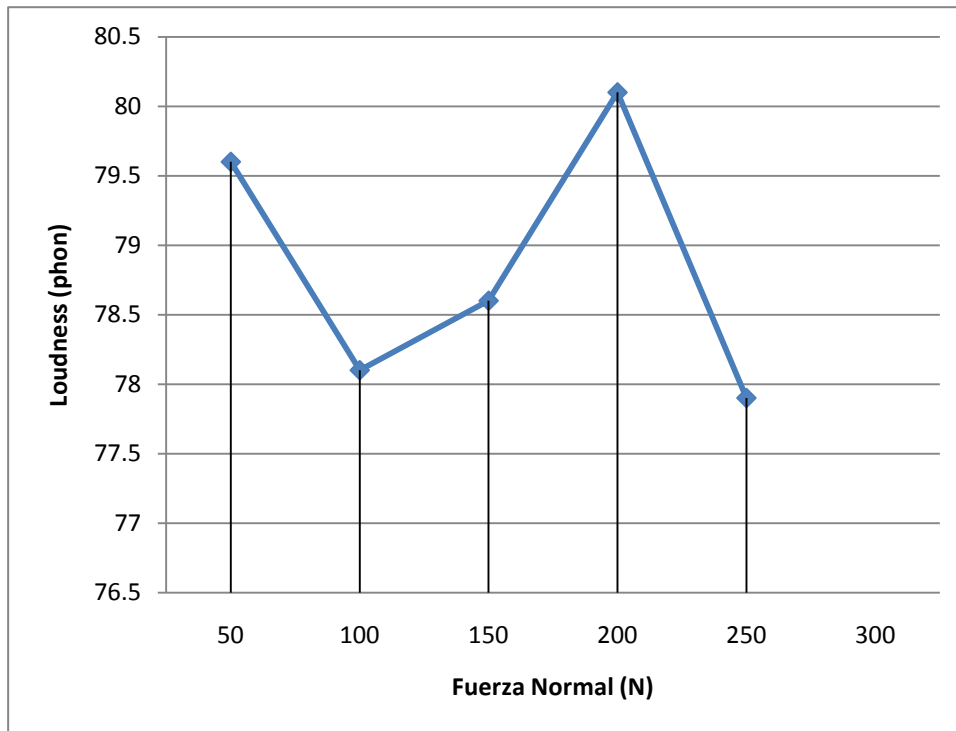


Figura 5.11. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el Loudness equivalente en los ensayos de probetas de aluminio.

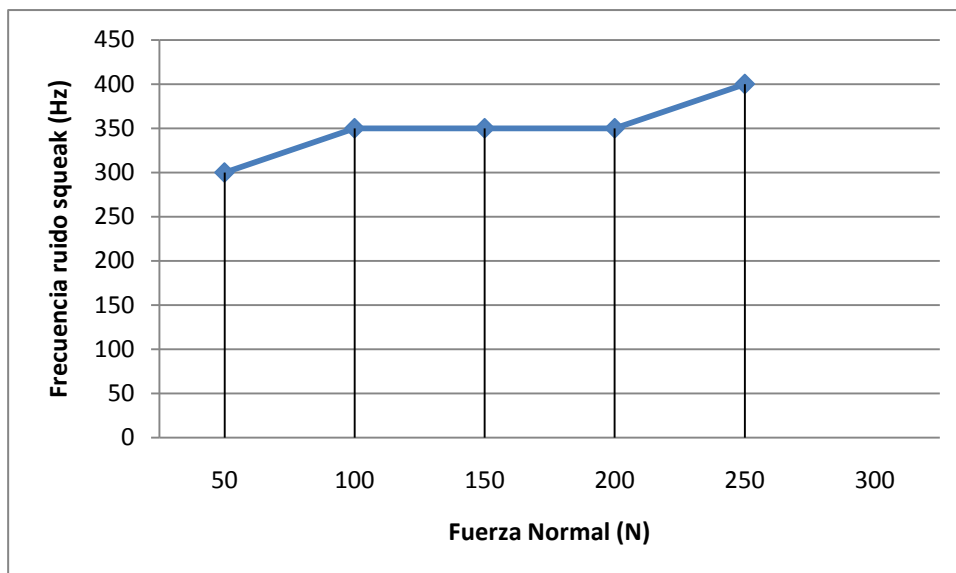


Figura 5.12. Gráfica que relaciona la fuerza normal con la frecuencia del ruido de squeak en los ensayos de probetas de aluminio.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

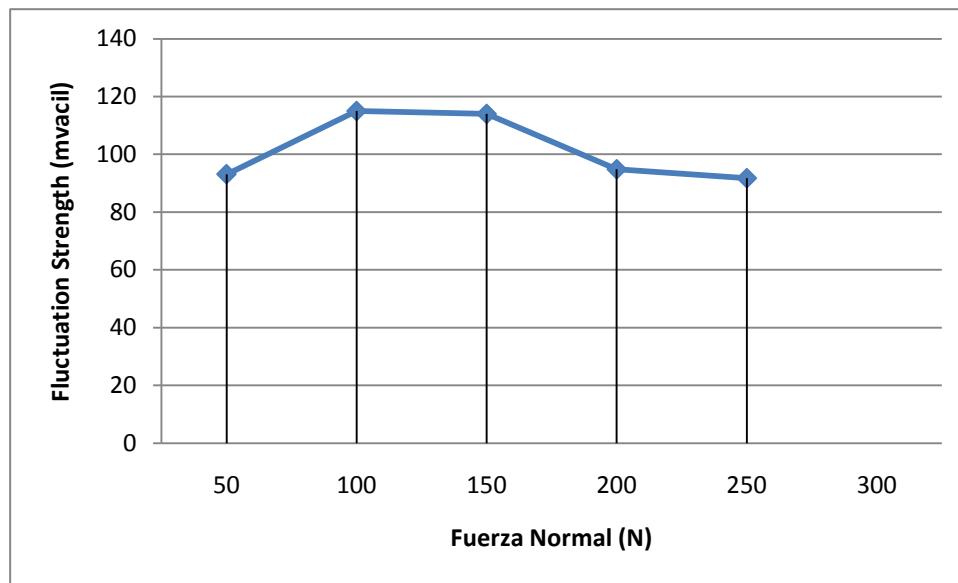


Figura 5.13. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el Fluctuation Strength del squeak en los ensayos de probetas de aluminio.

A partir de las figuras anteriores se puede observar lo siguiente para el tribopar de aluminio-aluminio:

- El ruido de squeak aparece en todo el rango de frecuencias ensayado (de 5 a 20 Hz) salvo para el caso de 300 N de fuerza normal que no se produjo squeak y el de 100 N que lo hizo a frecuencias de excitación bajas.
- La frecuencia del ruido squeak aumenta conforme aumenta la fuerza normal.
- El nivel de Fluctuation Strength tiende a disminuir conforme aumenta la fuerza normal aplicada sobre las probetas.
- El nivel equivalente sigue una tendencia de aumento con el aumento de fuerza normal, excepto en el caso de 100 N, donde decrece.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

Tribopar 3: Metacrilato-Metacrilato.

Los ensayos con metacrilato se hicieron con cuatro niveles de fuerza normal: 50N, 100N, 150N y 200N. Durante los ensayos las probetas sufren un calentamiento excesivo y se quedan pegadas al parar la vibración y enfriarse. Solamente en el caso inicial de 50 N la muestra estaba lisa. En los ensayos al resto de fuerzas normales, las probetas tenían la superficie con algo de rugosidad procedente de forzar la separación de las probetas tras el ensayo previo.

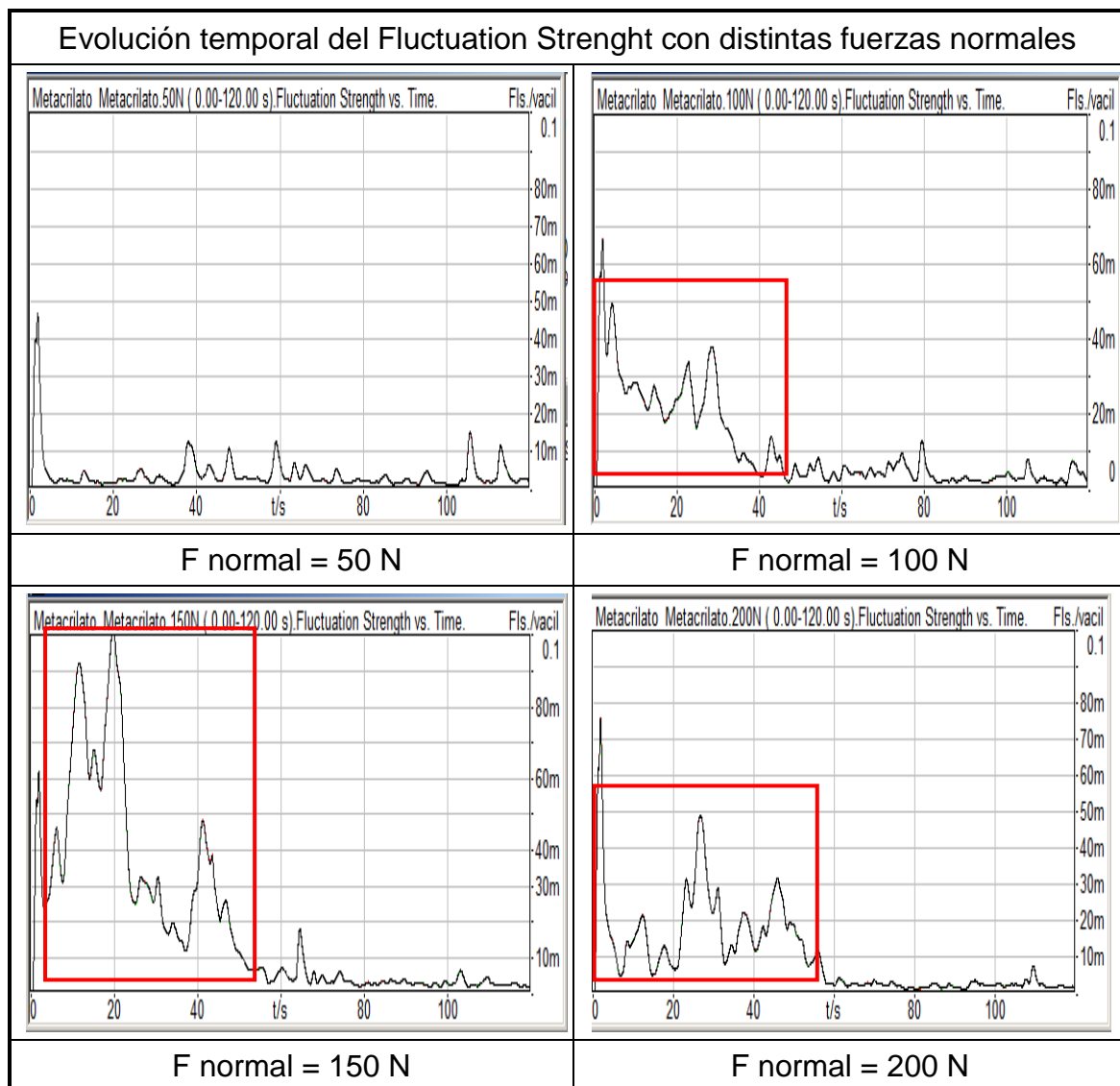


Figura 5.14. Gráfica del parámetro Fluctuation Strength para varios niveles de fuerza normal en las probetas de metacrilato.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

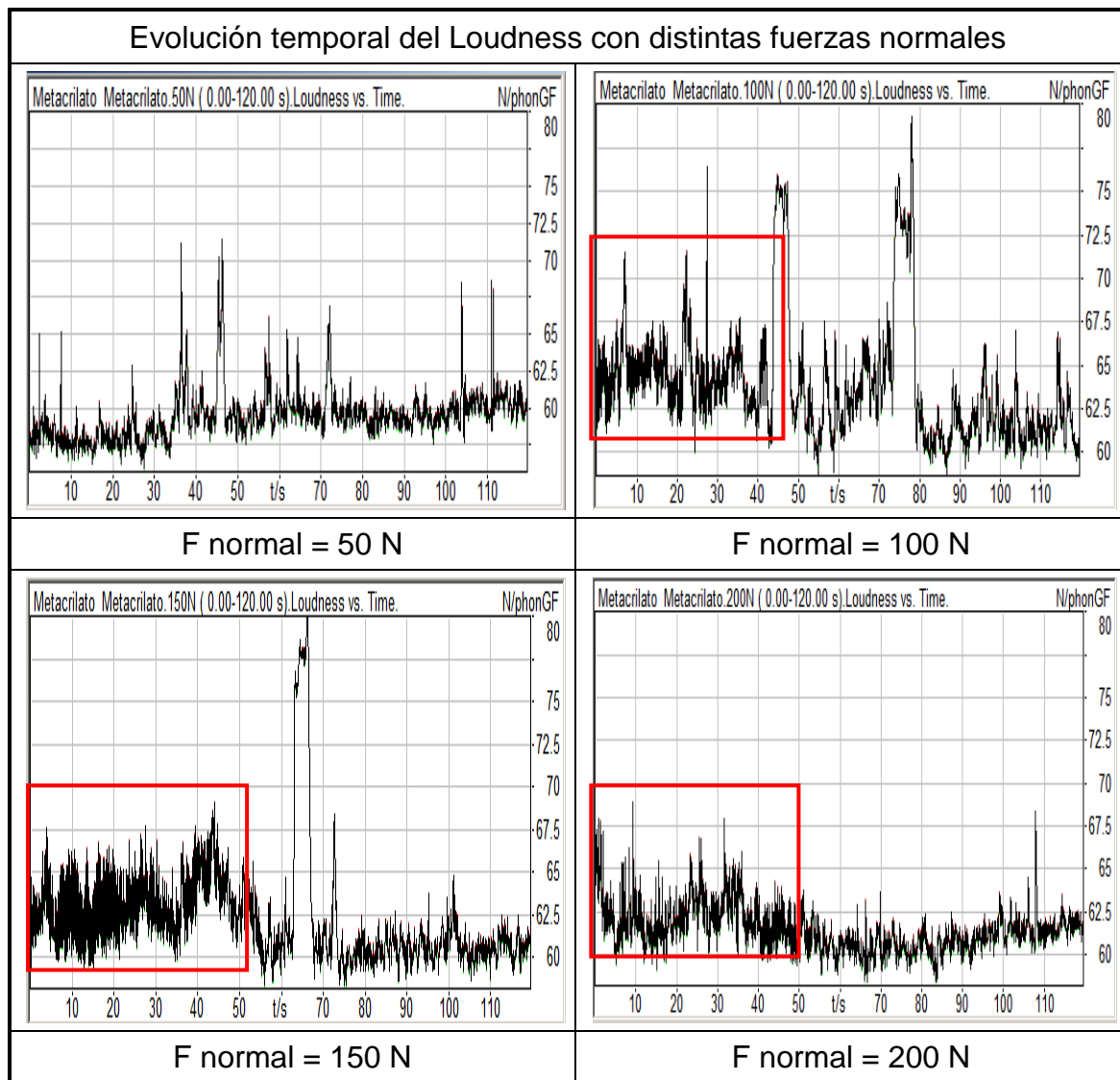


Figura 5.15. Gráfica del parámetro Loudness para varios niveles de fuerza normal en las probetas de metacrilato.

Fuerza normal (N)	Squeak	Frecuencia excitación vibrador (Hz)	Frecuencia ruido squeak (Hz)	L_{eq} [dB(A)]	Fluctuation Strength (mvacil)	Loudness (phon)
50	No	-	-	-	-	-
100	Sí	5-9	200	51,0	18,5	64,9
150	Sí	5-9	250	50,2	41,2	63,2
200	Sí	5-10	300	47,9	17,7	61,9

Tabla 5.3. Comparación de varios parámetros en el ensayo del metacrilato.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

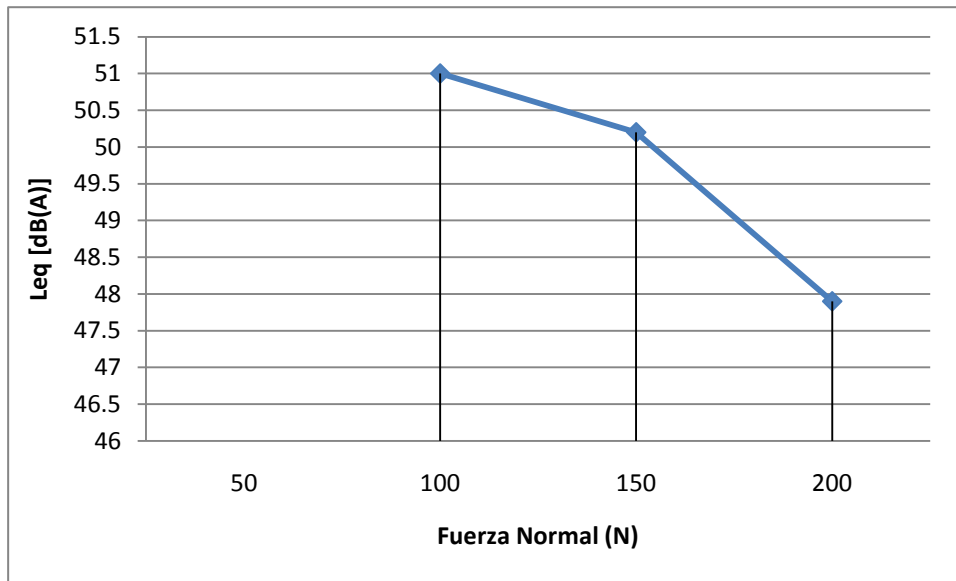


Figura 5.16. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el nivel sonoro equivalente en los ensayos de probetas de metacrilato.

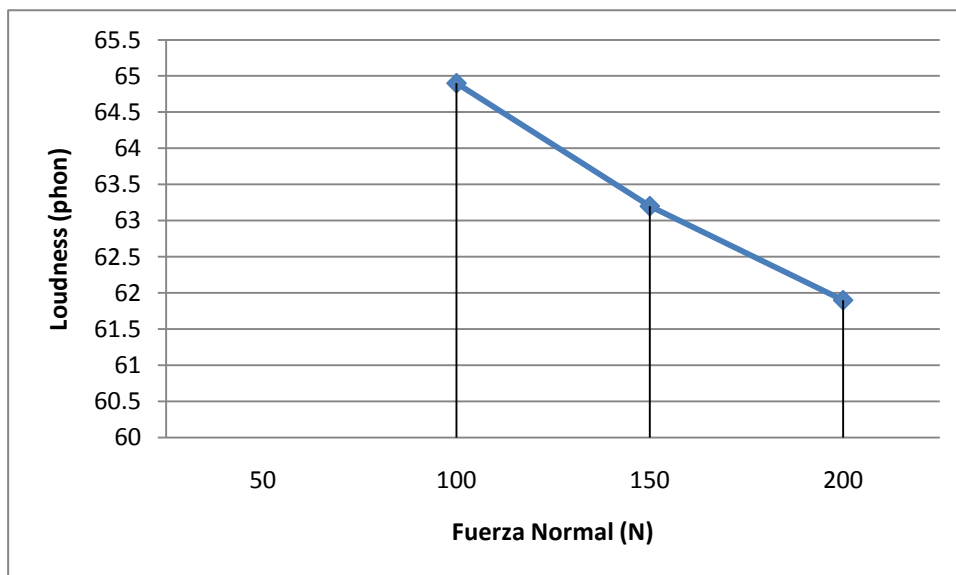


Figura 5.17. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el Loudness equivalente en los ensayos probetas de metacrilato.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

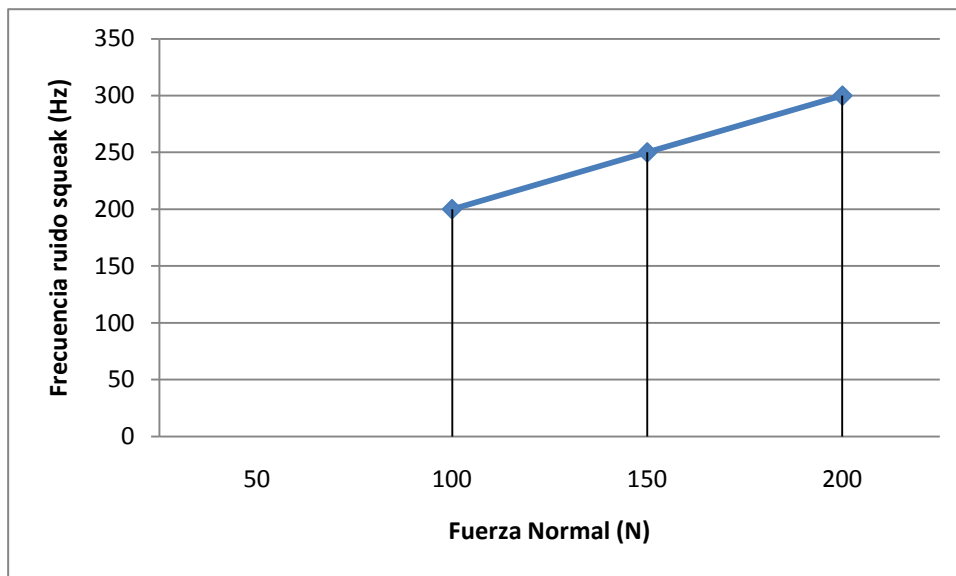


Figura 5.18. Gráfica que relaciona la fuerza normal con la frecuencia del ruido de squeak en los ensayos probetas de metacrilato.

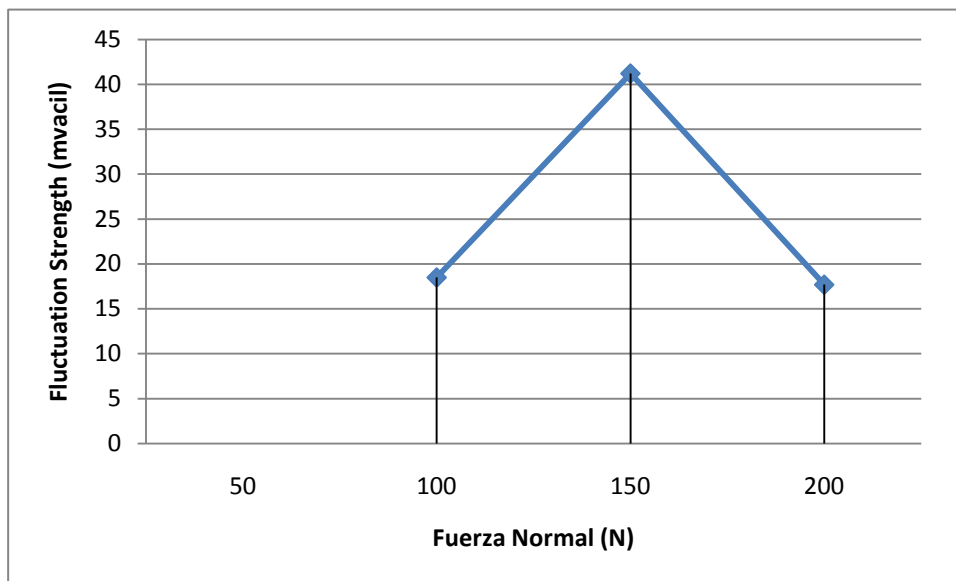


Figura 5.19. Gráfica que relaciona la fuerza normal con el Fluctuation Strength del squeak en los ensayos probetas de metacrilato.

A partir de las figuras anteriores se puede observar lo siguiente para el tribopar de metacrilato-metacrilato:

- El squeak se produce en frecuencias de excitación bajas, por debajo de los 10 Hz.

Capítulo 5. Ensayos para evaluar el ruido de fricción generado en contactos de distintos materiales.

- La frecuencia del ruido squeak aumenta conforme aumenta la fuerza normal.
- El nivel equivalente de ruido en las zonas de squeak disminuye al aumentar la fuerza normal.
- En el gráfico del Fluctuation Strength aparece un valor con poca coherencia, el correspondiente a la carga de 150 N. Esto puede ser debido a la rugosidad que van tomando las probetas de metacrilato con los ensayos.

5.4 Resumen de resultados y conclusiones.

Con los resultados y gráficos anteriormente obtenidos se pueden extraer varias conclusiones.

La frecuencia a la que se escucha el ruido de squeak es directamente proporcional a la carga normal aplicada sobre las probetas. El rango de frecuencias del squeak varía según el material.

El nivel sonoro equivalente de las zonas de squeak de los tres casos analizados posee una tendencia de aumento cuando aumenta la fuerza normal de las probetas.

El Loudness tiene un crecimiento con el aumento de la fuerza normal hasta un valor próximo a los 250 N que comienza a decrecer para la goma y el aluminio. En el caso del metacrilato el valor del Loudness es inversamente proporcional a la fuerza de compresión.

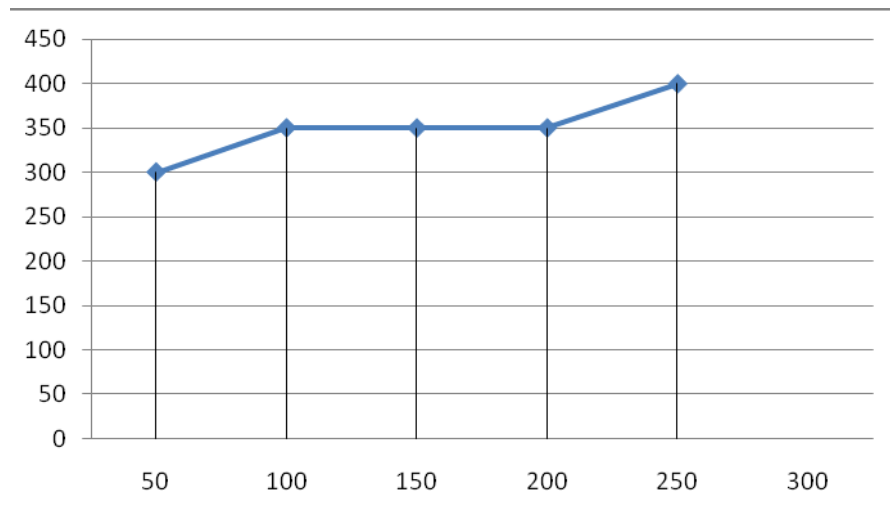
En las probetas de goma el squeak aparece por distintas zonas del rango de frecuencias de excitación ensayadas. En el caso del aluminio el squeak se aprecia en todo el ensayo y en el del metacrilato solamente en frecuencias de excitación bajas (de 5 a 10 Hz).

Los niveles de ruido y de Fluctuation Strength son mayores en el aluminio que en los otros dos materiales.

El Fluctuation Strength marca el squeak elevando notablemente su nivel y el Loudness lo refleja elevando su nivel en menor medida y haciendo oscilaciones pronunciadas en el tiempo.

Capítulo 6:

CONCLUSIONES DEL PROYECTO



CAPÍTULO 6: Conclusiones del proyecto.

6.1 Conclusiones generales del proyecto.

6.1.1 Creación del banco de ensayos de ruido de Squeak & Rattle (BER.S&R).

El BER.S&R se ha diseñado y construido combinando una cámara anecoica de ruido, un excitador de vibraciones (vibrador LDS V550), un utillaje que permite realizar fricción entre probetas de materiales con una fuerza normal determinada y un equipo de grabación y análisis de ruido.

El vibrador LDS V550 fue seleccionado por su adecuado tamaño y sus características mecánicas apropiadas para los ensayos a realizar.

La cámara anecoica posee un buen aislamiento acústico (ver capítulo 3) y su acople con el resto de elementos que componen el banco es óptimo.

El utillaje para la fijación de las probetas y la aplicación de la fuerza normal (ver capítulo 3) fue diseñado como actividad del proyecto y fabricado en el ITA.

El equipo de grabación y reproducción de audio binaural elegido ha sido el HEAD Acoustics porque ofrece mayores posibilidades para la detección y evaluación del ruido de Squeak & Rattle que el otro equipo evaluado en el proyecto. El análisis de sonido binaural es el método utilizado en la industria del automóvil para los estudios de confort acústico subjetivo.

Los resultados de las pruebas de puesta en marcha del banco y de la metodología de análisis demuestran que el banco cumple los objetivos planteados en cuanto a la capacidad de identificación y evaluación de los ruidos de Squeak & Rattle.

6.1.2 Métodos de ensayo y postprocesado.

La metodología desarrollada en la puesta en marcha del banco (ver capítulo 4) es adecuada para la detección y evaluación del squeak en los distintos ensayos.

El banco también está preparado para la detección de ruido procedente de rattle. Dispone de un utillaje preparado para el mismo pero por falta de tiempo no ha sido posible desarrollar una metodología de evaluación propia.

En los ensayos llevados a cabo se compararon probetas de goma, aluminio, nylon y metacrilato. De todas ellas se realizaron distintos ensayos variando la frecuencia de excitación y con distintos niveles de fuerza normal. Los indicadores para la evaluación del squeak utilizados muestran que el ruido generado es de mayor intensidad y más molesto en el caso de las probetas de aluminio, mientras las probetas de goma y metacrilato producen niveles similares. Las probetas de nylon no producen squeak en las condiciones ensayadas.

Con los resultados obtenidos, analizando las grabaciones y observando la evolución de los parámetros psicoacústicos en las zonas en las que se detecta squeak se llegó a la conclusión de que dichas zonas donde generalmente están en el rango bajo de las frecuencias de excitación del vibrador (entre 5 y 20 Hz) y el rango alto de amplitudes de desplazamiento (entorno a 10 mm). El Fluctuation Strength y el Loudness son los parámetros psicoacústicos con mayor sensibilidad para ser utilizados como indicadores de aparición de squeak (ver apartado 4.2).

En el caso de estudiar un ruido de squeak en unas frecuencias entre 5 y 10 Hz queda mejor reflejado por el Fluctuation Strength ya que lo remarca con un aumento considerable de su nivel. Cuando aumentan las frecuencias de excitación (entre 10 y 20 Hz) el Fluctuation Strength deja de ser tan efectivo y es preferible fijarse en el Loudness, que presenta rápidas oscilaciones cuando se está produciendo squeak.

Para los tres tribopares del mismo material (aluminio, goma y metacrilato) se produce el fenómeno del squeak para la mayoría de las fuerzas normales. Las excepciones son en las cargas más bajas y más altas del rango ensayado (entorno a 50 N y a 300 N).

La frecuencia del ruido de squeak aumenta en función de la fuerza normal. El nivel sonoro equivalente, al igual que el Loudness, aumentan con la fuerza normal en el rango bajo de fuerzas normales (entre 50 y 150 N) mientras en el rango alto (entre 250 y 300 N) tienden a estabilizarse (ver apartado 5.2).

Capítulo 6. Conclusiones del proyecto.

6.2 Líneas futuras.

Cómo posibles líneas de trabajo de continuación del presente proyecto se plantean las siguientes:

- Mejoras de las capacidades del banco. Rediseño del sistema de aplicación de fuerza normal para aumentar el rango y la precisión de la carga aplicada
- Investigación de tendencia a generar squeak de tribopares de distintos materiales.
- Investigación de evaluación de rattle en distintos pares de materiales.
- Desarrollo de metodología para resolución de problemas de S&R utilizando el BER.S&R.

6.3 Conclusiones personales del proyecto y agradecimientos.

Durante mi estancia en el ITA he adquirido unos conocimientos en el campo del ruido y las vibraciones que no había alcanzado en mis estudios de Ingeniería Técnica Industrial.

He aprendido a manejar el equipo HEAD Acoustics que ha sido la base principal del proyecto, tanto en la toma de medidas como en su posterior análisis con el software ArtemiS.

Me llevó bastante tiempo el diseño y puesta en marcha del BER.S&R. Hubo que diseñar todas la piezas para tener un acople adecuado entre los equipos y los tribopares y adaptar la cámara anecoica para este uso con algunas modificaciones. También aprendí a usar el controlador de vibraciones.

Si se sigue con esta línea de investigación se podría tomar como mejora el cambio de ubicación del BER.S&R a una zona con mayor aislamiento acústico. En algunos ensayos aparecen reflejados ruidos de la zona del taller o de otras máquinas.

Otra posibilidad sería la disponer de más tiempo para profundizar en el conocimiento de cada parámetro psicoacústico, ya que estos permiten un control sobre la calidad del sonido.

Y finalmente mi agradecimiento al ITA por todas las facilidades prestadas y el buen trato hacia el proyecto. Asistí a un curso de manejo del equipo HEAD Acoustics y se me proporcionó todo el material que necesitaba, tanto material (informes, libros, catálogos, normas) como personal.

Capítulo 7:

GLOSARIO



CAPÍTULO 7. GLOSARIO

- **Cámara anecoica:** Sala especialmente diseñada para absorber el sonido que incide sobre las paredes, el suelo y el techo de la misma cámara, anulando los efectos de eco y reverberación del sonido.
- **Cámara reverberante:** Recinto cuyas superficies han sido tratadas con materiales reflectantes y como consecuencia todo el sonido es reflejado.
- **Cámara semi-anecoica:** Recinto en cuyo interior se obtiene un campo libre.
- **Campo difuso:** Espacio con gran número de ondas reflejadas provenientes de todas las direcciones que se combinan. La densidad media de energía acústica es uniforme en cualquier punto del campo.
- **Campo libre:** Campo acústico en un medio sin límites homogéneo e isotrópico. En la práctica es un campo en el que las reflexiones en los límites son insignificantes sobre el rango de frecuencias de interés.
- **Fluctuation strength:** Parámetro psicoacústico que define la sensación de variación de nivel o volumen provocada por una modulación de frecuencia inferior a 20 Hz.
- **Loudness (sonoridad):** Parámetro psicoacústico que tiene en cuenta el enmascaramiento frecuencial producido en el oído.
- **Parámetros psicoacústicos:** Estudian la percepción subjetiva de las cualidades del sonido (intensidad, tono y timbre).
- **Rattle (o golpeteo):** Ruido causado por un movimiento perpendicular entre superficies en contacto o próximas. Está asociado a los impactos producidos entre las piezas.
- **Resonancia mecánica:** Fenómeno que se produce cuando un sistema mecánico en vibración es sometido a una fuerza exterior, cuya frecuencia coincide con la frecuencia natural característica de dicho sistema.

- **Roughness (aspereza):** Parámetro psicoacústico relacionado con la estructura temporal del sonido como consecuencia de la modulación de un ruido.
- **Ruido de fondo:** Ruido procedente de todas las fuentes distintas a la fuente sometida a ensayo. Puede estar compuesto por ruido aéreo, por vibraciones estructurales y por el ruido eléctrico de la instrumentación.
- **Sharpness (estridencia):** Parámetro psicoacústico que permite la evaluación del timbre y se define en función de la sensación de placer o desagrado de un sonido en todo el espectro.
- **Squeak (o chirrido):** Ruido causado por un movimiento tangencial entre superficies en contacto. Está asociado al fenómeno del stick-slip causado por la fricción.
- **Stick-slip:** Fenómeno que ocurre durante el contacto dinámico entre dos cuerpos, manifestándose al producirse el avance de una superficie sobre la otra a saltos.
- **Vibración:** Movimiento oscilatorio de deformación de las partes de los cuerpos sólidos. Queda definido por el desplazamiento, velocidad y aceleración con respecto a un punto dado de medida y como función del tiempo.

Capítulo 8:

BIBLIOGRAFÍA



CAPÍTULO 8. Bibliografía.

- Artículos de la web Science Direct.
 - E. Hills, B.R. Mace, N.S. Ferguson. "Acoustic response variability in automotive vehicles". *Journal of Sound and Vibration*, 321, (2009): 286–304.
 - Norman S. Eiss and Jorge Hanchi. "Stick–slip friction in dissimilar polymer pairs used in automobile interiors". *Tribology International*, Volume 31, Number 11, (1998): 653-659.
 - Mohammad Asaduzzaman Chowdhury, Md. Maksud Helali. "The effect of amplitude of vibration on the coefficient of friction for different materials". *Tribology International*, 41 (2008) 307–314.
 - Boyko L. Stoimenov, Suguru Maruyama, Koshi Adachi, Koji Kato. "The roughness effect on the frequency of frictional sound". *Tribology International* 40 (2007): 659–664.
 - T. Jibiki, M. Shima, H. Akita, M. Tamura. "A basic study of friction noise caused by fretting". *Wear*, 251 (2001): 1492–1503.
 - Arne Nykänen, Anna Sirkka. "Specification of component sound quality applied to automobile power windows". *Applied Acoustics*, 70 (2009): 813–820.
- Informes de proyectos internos del ITA.
- Libros de formación básica de ruido y vibraciones de Brüel & Kjær.
- Acústica y vibraciones en automoción. IDIADA.
- Manual de usuario de los equipos HEAD Acoustics HMS III.0, analizador de ruido 01dB Symphonie y vibrador LDS V550.

